

(12)特許協力条約に基づいて公開された国際出願

(19) 世界知的所有権機関
国際事務局(43) 国際公開日
2004年7月22日 (22.07.2004)

PCT

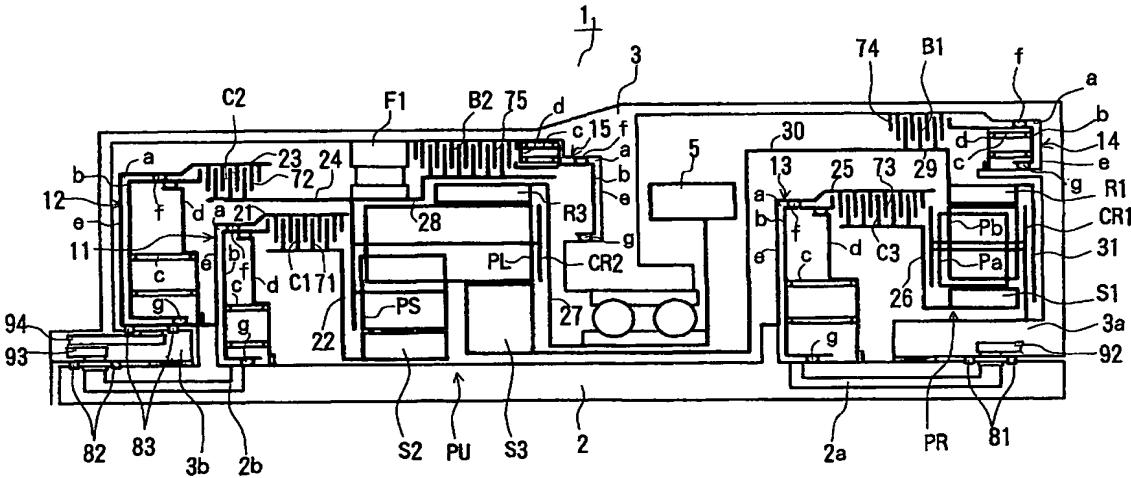
(10) 国際公開番号
WO 2004/061331 A1

- (51) 国際特許分類: F16H 3/66
- (21) 国際出願番号: PCT/JP2003/017068
- (22) 国際出願日: 2003年12月26日 (26.12.2003)
- (25) 国際出願の言語: 日本語
- (26) 国際公開の言語: 日本語
- (30) 優先権データ:
特願 2002-379261
2002年12月27日 (27.12.2002) JP
- (71) 出願人(米国を除く全ての指定国について): アイシン・エイ・ダブリュ株式会社 (AISIN AW CO.,LTD.) [JP/JP]; 〒444-1164 愛知県安城市藤井町高根10番地 Aichi (JP).
- (72) 発明者; および
- (75) 発明者/出願人(米国についてのみ): 香山 和道
- (74) 代理人: 近島一夫, 外 (CHIKASHIMA,Kazuo et al.); 〒105-0023 東京都港区芝浦一丁目9番7号 おもだかビル2階 アクト国際特許事務所 Tokyo (JP).
- (81) 指定国(国内): AE, AG, AL, AM, AT, AU, AZ, BA, BB, BG, BR, BW, BY, BZ, CA, CH, CN, CO, CR, CU, CZ, DE, DK, DM, DZ, EC, EE, EG, ES, FI, GB, GD, GE, GH, GM,

[統葉有]

(54) Title: AUTOMATIC SPEED CHANGER

(54) 発明の名称: 自動変速機



(57) Abstract: A planetary gear (PR) for outputting reduced rotational speed and a clutch (C3) are arranged axially on one side (right-hand side in the figure) of a planetary gear unit (PU). A clutch (C1) for connecting/disconnecting the rotation of an input shaft (2) which is inputted to a sun gear (S2) and a clutch (C2) for connecting/disconnecting the rotation of the input shaft (2) which is inputted to a carrier (CR2) are arranged axially on the other side (left-hand side in the figure) of the planetary gear unit (PU). An output member is provided between the planetary gear unit, and a speed-reducing planetary gear and engagement means. As a result, the planetary gear (PR) and the planetary gear unit (PU) can be arranged closer to each other than in the case where the clutch (C1) and the clutch (C2) are arranged between the planetary gear (PR) and the planetary gear unit (PU), so that the length of a transmission member (30) for transmitting reduced rotational speed is shorter. Further, the structure of oil passages is simpler than in the case where, for example, the clutches (C1, C2, C3) are arranged concentrically on one side.

[統葉有]

WO 2004/061331 A1



HR, HU, ID, IL, IN, IS, JP, KE, KG, KP, KR, KZ, LC, LK, LR, LS, LT, LU, LV, MA, MD, MG, MK, MN, MW, MX, MZ, NI, NO, NZ, OM, PG, PH, PL, PT, RO, RU, SC, SD, SE, SG, SK, SL, SY, TJ, TM, TN, TR, TT, TZ, UA, UG, US, UZ, VC, VN, YU, ZA, ZM, ZW.

FR, GB, GR, HU, IE, IT, LU, MC, NL, PT, RO, SE, SI, SK, TR), OAPI 特許 (BF, BJ, CF, CG, CI, CM, GA, GN, GQ, GW, ML, MR, NE, SN, TD, TG).

添付公開書類:
— 国際調査報告書

- (84) 指定国(広域): ARIPO 特許 (BW, GH, GM, KE, LS, MW, MZ, SD, SL, SZ, TZ, UG, ZM, ZW), ユーラシア特許 (AM, AZ, BY, KG, KZ, MD, RU, TJ, TM), ヨーロッパ特許 (AT, BE, BG, CH, CY, CZ, DE, DK, EE, ES, FI,

2 文字コード及び他の略語については、定期発行される各 PCT ガゼットの巻頭に掲載されている「コードと略語のガイダンスノート」を参照。

(57) 要約:

減速回転を出力するためのプラネタリギヤ (P R) 及びクラッチ (C 3) をプラネタリギヤユニット (P U) の軸方向一方側 (図中右方側) に配置し、サンギヤ (S 2) に入力する入力軸 (2) の回転を接・断するクラッチ (C 1) と、キャリヤ (C R 2) に入力する入力軸 (2) の回転を接・断するクラッチ (C 2) と、を該プラネタリギヤユニット (P U) の軸方向他方側 (図中左方側) に配置し、出力部材をプラネタリギヤユニットと減速プラネタリギヤ及び係合手段との間に配置する。それにより、プラネタリギヤ (P R) とプラネタリギヤユニット (P U) との間にクラッチ (C 1) やクラッチ (C 2) を配置する場合に比して、プラネタリギヤ (P R) とプラネタリギヤユニット (P U) とを近づけて配置することが可能となり、減速回転を伝達する伝達部材 (3 0) が短くなる。また、例えばクラッチ (C 1, C 2, C 3) を一方側に集中配置した場合に比して、油路の構成が簡単になる。

明細書

自動変速機

技術分野

本発明は、車輌等に搭載される自動変速機に係り、詳しくは、プラネタリギヤユニットの1つの回転要素に減速回転を入力自在にすることで多段変速を可能にする自動変速機の配置構造に関する。

背景技術

一般に、車輌等に搭載される自動変速機において、2列のプラネタリギヤを連結したプラネタリギヤユニットと、入力軸の回転を減速した減速回転を出力自在なプラネタリギヤとを備えているものがある（例えば特開平4-125345号公報参照）。このものは、例えば4つの回転要素を有するプラネタリギヤユニットの1つの回転要素に上記プラネタリギヤからの減速回転をクラッチを介在して入力自在することで、例えば前進6速段、後進1速段を達成している。また、例えば前進4速段の際に、プラネタリギヤユニットの2つの回転要素に入力軸の回転を共に入力すると、該前進4速段を、入力軸の回転と同じ、いわゆる直結状態とすることが可能である。

ところで、上述した自動変速機には、上記プラネタリギヤユニットの2つの回転要素に入力軸の回転を入力するための2つのクラッチと、減速回転を該プラネタリギヤユニットの回転要素に出力するためのプラネタリギヤとが備えられているが、それら2つのクラッチやそれらクラッチの係合を制御する油圧サーボをプラネタリギヤユニットとプラネタリギヤとの間に配置してしまうと、該プラネタリギヤの減速回転をプラネタリギヤユニットの回転要素に伝達するための部材が軸方向に長くなってしまう。

減速回転を伝達する部材が長くなることは、つまり大きなトルクを伝達する部材が長くなることであり、その大きなトルクに耐え得るような部材を長く設けることは、比較的肉厚の厚い部材を長く設けることであって、自動変速機のコンパ

クト化の妨げになる。また、そのような部材は重さも重くなり、自動变速機の軽量化の妨げになるばかりか、イナーシャ（慣性力）が大きくなつて、自動变速機の制御性を低下させることによる变速ショックが発生し易くなる虞もある。

また、例えば上記プラネタリギヤから上記プラネタリギヤユニットに出力する減速回転を接・断するには、クラッチ又はブレーキを設ける必要があるが、クラッチを設けた場合には、そのクラッチと上述した2つのクラッチ、つまり3つのクラッチが必要となる。一般にクラッチは、入力される回転を摩擦板に伝達するドラム状部材（クラッチドラム）を有しているため、例えば相対回転などの問題から、クラッチの油圧サーボの油室に油圧供給をするには、自動变速機の中心側から供給することになる。

しかしながら、例えばそれら3つのクラッチをプラネタリギヤユニットの軸方向一方側に配置すると、自動变速機の中心部分において、3つの油圧サーボに油圧供給するための油路が例えば3重構造になるなど、油路の構成が複雑になる虞がある。

そこで本発明は、プラネタリギヤ、及び入力軸と入力回転要素との間に介在する第1のクラッチや固定回転要素を固定自在なブレーキをプラネタリギヤユニットの軸方向一方側に配置すると共に、第2のクラッチ及び第3のクラッチをプラネタリギヤユニットの軸方向他方側に配置し、もって上記課題を解決した自動变速機を提供することを目的とするものである。

発明の開示

請求の範囲第1項に係る本発明は、駆動源の出力回転に基づき回転する入力軸と、前記入力軸の回転を入力し得る入力回転要素と、回転が固定される固定回転要素と、該入力回転要素と該固定回転要素との回転に基づき減速回転し得る減速回転要素と、を有する減速プラネタリギヤと、前記入力回転要素の回転もしくは前記固定回転要素の回転を操作する係合手段と、前記減速回転要素の減速回転を入力する第1の回転要素と、第2の回転要素と、第3の回転要素と、第4の回転要素と、を有するプラネタリギヤユニットと、前記入力軸と前記第2の回転要素を係脱自在に連結する第1のクラッチと、前記入力軸と前記第3の回転要素を係

脱自在に連結する第2のクラッチと、前記第4の回転要素の回転を駆動車輪伝達機構に出力する出力部材と、を備え、少なくとも前進5速段及び後進1速段を達成し得、かつ前進4速段の際に前記第1のクラッチ及び前記第2のクラッチを共に係合する自動変速機において、前記プラネタリギヤ及び前記係合手段を、前記プラネタリギヤユニットの軸方向一方側に配置し、前記第1のクラッチ及び前記第2のクラッチを、前記プラネタリギヤユニットの軸方向他方側に配置し、前記出力部材を前記プラネタリギヤユニットと前記減速プラネタリギヤ及び前記係合手段との間に配置する、ことを特徴として構成される。

これにより、前進4速段の際に、いわゆる直結状態となるような少なくとも前進5速段及び後進1速段を達成する自動変速機を提供できるものでありながら、例えばプラネタリギヤとプラネタリギヤユニットとの間に2つのクラッチを配置する場合に比して、プラネタリギヤとプラネタリギヤユニットとを近づけて配置することができ、減速回転を伝達するための伝達部材を比較的短くすることができる。それにより、自動変速機のコンパクト化、軽量化を可能にすことができ、更に、イナーシャ（慣性力）を小さくすることができると、自動変速機の制御性を向上させることができ、変速ショックの発生を低減することができる。

また、プラネタリギヤユニットと減速プラネタリギヤ及び係合手段との軸方向における間に出力部材を配置するので、出力部材を自動変速機の軸方向の略々中央に配置することができ、例えば自動変速機を車両に搭載する際に、出力部材を駆動車輪伝達機構に合わせて搭載するため、軸方向のどちらか（特に駆動源からの入力側を前方としたときの後方側）に肥大化することを防ぐことができる。それにより、特にFF車両であれば前輪への干渉を少なくすることができ、例えば操舵角の増大などが可能となるなど、車両の搭載性を向上することができる。

請求の範囲第2項に係る本発明は、前記係合手段は、前記固定回転要素を固定自在な第1のブレーキであるように構成される。

請求の範囲第3項に係る本発明は、前記係合手段は、前記入力軸と前記入力回転要素との間に介在する第3のクラッチと、前記固定回転要素を固定自在な第1のブレーキと、であるように構成される。

これにより、3つのクラッチを配置することになるが、例えば3つのクラッチ

をプラネタリギヤユニットの一方側に配置する場合に比して、それらクラッチの油圧サーボに供給する油路の構成を容易にすることができ、製造工程の簡易化、コストダウンなどを図ることができる。また、第3のクラッチが入力軸と入力回転要素との間に介在するものであるので、例えば第3のクラッチが入力回転要素と第1の回転要素との間に介在するものに比して、第3のクラッチにかかる負荷を低減することができ、第3のクラッチのコンパクト化を図ることができる。

請求の範囲第4項に係る本発明は、前記係合手段は、前記入力軸と前記入力回転要素との間に介在する第3のクラッチであるように構成される。

これにより、3つのクラッチを配置することになるが、例えば3つのクラッチをプラネタリギヤユニットの一方側に配置する場合に比して、それらクラッチの油圧サーボに供給する油路の構成を容易にすることができ、製造工程の簡易化、コストダウンなどを図ることができ。また、第3のクラッチが入力軸と入力回転要素との間に介在するものであるので、例えば第3のクラッチが入力回転要素と第1の回転要素との間に介在するものに比して、第3のクラッチにかかる負荷を低減することができ、第3のクラッチのコンパクト化を図ることができる。

請求の範囲第5項に係る本発明は、前記減速回転が入力される第1の回転要素を固定自在の第2のブレーキを備え、前記第2のブレーキ及び前記第3のクラッチは、摩擦部材と該摩擦部材を押圧する油圧サーボとをそれぞれ有してなり、前記第2のブレーキの摩擦部材の径方向内周側に、前記第3のクラッチの摩擦部材を配置して構成される。

これにより、第3のクラッチが入力軸と入力回転要素との間に介在するものであって、例えば第3のクラッチが入力回転要素と第1の回転要素との間に介在するものに比して、第3のクラッチにかかる負荷を低減することができ、第3のクラッチのコンパクト化を図ることができるので、第3のクラッチの摩擦部材及び油圧サーボを小さくすることでき、第2のブレーキの径方向内周側に配置することを可能にすることで、自動変速機のコンパクト化を図ることができる。

請求の範囲第6項に係る本発明は、前記第3のクラッチを、前記減速プラネタリギヤと前記出力部材との間に配置してなり、前記第3のクラッチのドラム部材を、前記減速プラネタリギヤ方向に開口するように配置して構成される。

請求の範囲第7項に係る本発明は、前記減速回転要素と前記第1の回転要素とを連結する連結部材を有してなり、前記第3のクラッチを、前記連結部材の内周側に配置して構成される。

請求の範囲第8項に係る本発明は、前記第3のクラッチの油圧サーボを、前記入力軸上に配置し、ケースに設けられた油路に、前記入力軸に設けられた油路を介して連通して構成される。

請求の範囲第9項に係る本発明は、前記第3のクラッチは、摩擦部材と該摩擦部材を押圧する油圧サーボとを有してなり、前記油圧サーボを、前記摩擦部材に対して前記減速プラネタリギヤとは軸方向反対側に配置し、前記油圧サーボのシリンダを構成するドラム部材を、前記入力軸と連結して構成される。

請求の範囲第10項に係る本発明は、前記第1のブレーキは、前記減速プラネタリギヤの前記プラネタリギヤユニットの軸方向反対側に配置し、前記第1のブレーキの油圧サーボを、ケースに設けて構成される。

請求の範囲第11項に係る本発明は、前記減速回転が入力される第1の回転要素を固定自在の第2のブレーキを備え、前記第1のブレーキ及び前記第2のブレーキは、摩擦部材と該摩擦部材を押圧する油圧サーボとをそれぞれ有してなり、前記第2のブレーキの油圧サーボの径方向内周側に前記第1のブレーキの油圧サーボを配置すると共に、前記第1のブレーキの摩擦部材を前記第1のブレーキの油圧サーボと前記第2のブレーキの油圧サーボとの間から延材される部材に噛合して構成される。

請求の範囲第12項に係る本発明は、前記減速回転が入力される第1の回転要素を固定自在の第2のブレーキを備え、前記係合手段を、前記第2のブレーキの内周側で径方向にラップする位置に配置して構成される。

請求の範囲第13項に係る本発明は、前記第1のクラッチは、比較的低中速段にて係合するクラッチであるように構成される。

これにより、第1のクラッチが比較的高速段や後進段などで解放された際に、特に該第1のクラッチと第2の回転要素とを接続する部材が比較的高回転又は逆転回転することになり、一方でプラネタリギヤから減速回転を伝達する伝達部材が減速回転する場合や固定される場合が生じ、その回転数差が大きくなる場合が

あるが、該第1のクラッチはプラネタリギヤユニットを介してプラネタリギヤの反対側に位置するため、つまり比較的高回転又は逆転回転する部材と減速回転する部材（特に連結部材）とを分離して配置することができ、例えばそれらの部材が多重軸構造で接触配置された場合に比して、それら部材間の相対回転によって生じる自動変速機の効率低下を防ぐことができる。

請求の範囲第14項に係る本発明は、前記第1のクラッチを、前記プラネタリギヤユニットに隣接配置し、前記第1のクラッチは、摩擦部材と、該摩擦部材を押圧する油圧サーボと、該油圧サーボに一体的に構成されたドラム部材と、ハブ部材と、を有してなり、前記ドラム部材と前記入力軸とを連結し、前記ハブ部材と前記第2の回転要素とを連結して構成される。

請求の範囲第15項に係る本発明は、前記プラネタリギヤの減速回転要素と前記プラネタリギヤユニットの第1の回転要素とを連結する連結部材は、前記出力部材の内周を通って互いに連結されて構成される。

請求の範囲第16項に係る本発明は、駆動車輪に回転を出力するディファレンシャル部と、該ディファレンシャル部に係合するカウンタシャフト部と、を有し

前記出力部材は、前記カウンタシャフト部に噛合するカウンタギヤであるように構成される。

請求の範囲第17項に係る本発明は、縦軸に前記第1、第2、第3及び第4の回転要素のそれぞれの回転数を示すと共に、横軸に前記第1、第2、第3及び第4の回転要素のギヤ比に対応させて示してなる速度線図において、前記減速回転が入力される前記第1の回転要素を横方向最端部に位置し、順に前記第3の回転要素、前記出力部材に連結された前記第4の回転要素、前記第2の回転要素に対応させて構成される。

請求の範囲第18項に係る本発明は、前記プラネタリギヤユニットは、第1のサンギヤ、該記第1のサンギヤに噛合するロングピニオンと、該ロングピニオンに噛合するショートピニオンと、該ロングピニオン及び該ショートピニオンと回転支持するキャリヤと、前記ショートピニオンに噛合する記第2のサンギヤと、前記ロングピニオンに噛合するリングギヤにより構成されるラビニヨ型プラネタ

リギヤであり、前記第1の回転要素は、前記減速回転出力手段の減速回転を入力し、かつ第2のブレーキの係止により固定自在な前記第1のサンギヤであり、前記第2の回転要素は、前記第1のクラッチの係合により前記入力軸の回転を入力する前記第2のサンギヤであり、前記第3の回転要素は、前記第2のクラッチの係合により前記入力軸の回転を入力し、かつ第3のブレーキの係止により固定自在な前記キャリヤであり、前記第4の回転要素は、前記出力部材に連結された前記リングギヤであるように構成される。

請求の範囲第19項に係る本発明は、前進1速段の際に、前記第1のクラッチを係合すると共に、前記第3のブレーキを係止し、前進2速段の際に、前記第1のクラッチを係合すると共に、前記第2のブレーキを係止し、前進3速段の際に、前記第1の回転要素に前記減速回転出力手段からの減速回転を入力すると共に、前記第1のクラッチを係合し、前進4速段の際に、前記第1のクラッチと前記第2のクラッチとを共に係合し、前進5速段の際に、前記第1の回転要素に前記減速回転出力手段からの減速回転を入力すると共に、前記第2のクラッチを係合し、前進6速段の際に、前記第2のクラッチを係合すると共に、前記第2のブレーキを係止し、後進1速段の際に、前記第1の回転要素に前記減速回転出力手段からの減速回転を入力すると共に、前記第3のブレーキを係止し、前進6速段、及び後進1速段を達成するように構成される。

図面の簡単な説明

第1図は第1の実施の形態に係る自動变速機の自動变速機構を示す模式断面図、第2図は第1の実施の形態に係る自動变速機の作動表、第3図は第1の実施の形態に係る自動变速機の速度線図、第4図は第2の実施の形態に係る自動变速機の自動变速機構を示す模式断面図、第5図は第3の実施の形態に係る自動变速機の自動变速機構を示す模式断面図、第6図は第3の実施の形態に係る自動变速機の作動表、第7図は第3の実施の形態に係る自動变速機の速度線図、第8図は第4の実施の形態に係る自動变速機の自動变速機構を示す模式断面図、第9図は第4の実施の形態に係る自動变速機の作動表、第10図は第4の実施の形態に係る自動变速機の速度線図である。

発明を実施するための最良の形態

<第1の実施の形態>

以下、本発明に係る第1の実施の形態について第1図乃至第3図に沿って説明する。第1図は第1の実施の形態に係る自動变速機の自動变速機構を示す模式断面図、第2図は第1の実施の形態に係る自動变速機の作動表、第3図は第1の実施の形態に係る自動变速機の速度線図である。

本発明の第1の実施の形態に係る自動变速機は、第1図に示すような自動变速機構_{1,1}を有しており、特にFF（フロントエンジン、フロントドライブ）車輌に用いて好適であって、不図示のハウジングケース及びミッションケース3からなるケースを有しており、該ハウジングケース内に不図示のトルクコンバータ、該ミッションケース3内に自動变速機構_{1,1}、不図示のカウンタシャフト部（駆動車輪伝達機構）及びディファレンシャル部（駆動車輪伝達機構）が配置されている。

該トルクコンバータは、例えばエンジン（不図示）の出力軸と同軸上である自動变速機構_{1,1}の入力軸2を中心とした軸上に配置されており、該自動变速機構_{1,1}は、該エンジンの出力軸、即ち、該入力軸2を中心とした軸上に配置されている。また、上記カウンタシャフト部は、それら入力軸2と平行な軸上であるカウンタシャフト（不図示）上に配置されており、上記ディファレンシャル部は、該カウンタシャフトと平行な軸上に不図示の左右車軸を有する形で配置されている。

ついで、第1の実施の形態に係る自動变速機の自動变速機構_{1,1}について第1図に沿って説明する。第1図に示すように、自動变速機構_{1,1}は、入力軸2上に、プラネタリギヤユニットPUとプラネタリギヤPRとを有している。該プラネタリギヤユニットPUは、4つの回転要素としてサンギヤS2（第2の回転要素）、キャリヤCR2（第3の回転要素）、リングギヤR3（第4の回転要素）、及びサンギヤS3（第1の回転要素）を有し、該キャリヤCR2に、側板に支持されてサンギヤS3及びリングギヤR3に噛合するロングピニオンPLと、サンギヤS2に噛合するショートピニオンPSとを、互いに噛合する形で有している、

いわゆるラピニヨ型プラネタリギヤである。また、上記プラネタリギヤPRは、キャリヤ（固定回転要素）CR1に、リングギヤ（減速回転要素）R1に噛合するピニオンPb及びサンギヤ（入力回転要素）S1に噛合するピニオンPaを互いに噛合する形で有している、いわゆるダブルピニオンプラネタリギヤである。

上記入力軸2上には、油圧サーボ13、摩擦板73、クラッチドラムを形成するドラム状部材25、ハブ部材26を有する多板式クラッチC3（第3のクラッチ）が配置されている。

該油圧サーボ13は、摩擦板73を押圧するためのピストン部材bと、シリンダ部eを有するドラム状部材25と、該ピストン部材bと該シリンダ部eとの間にシールリングf, gによってシールされて形成される油室aと、該ピストン部材bを該油室aの方向に付勢するリターンスプリングcと、該リターンスプリングcの付勢を受け止めるリターンプレートdと、により構成されている。

なお、以下の説明において、各油圧サーボは、同様に油室a、ピストン部材b、リターンスプリングc、リターンプレートd、シリンダ部材e、シールリングf, gにより構成されているものとし、その説明を省略する。

該油圧サーボ13の油室aは、入力軸2に形成されている油路2aと連通しており、該油路2aは、ケース3の一端に延設され、該入力軸2上にスリープ状に形成されているボス部3aの油路92に連通しており、該油路92は、不図示の油圧制御装置に連通している。即ち、上記油圧サーボ13は、入力軸2上に配置されているため、該ボス部3aと入力軸2との間をシールする1対のシールリング81によって、不図示の油圧制御装置から油圧サーボ13の油室aまでの油路が構成されている。

また、上記入力軸2には、上記ドラム状部材25が接続されており、該ドラム状部材25の先端部内周側には、クラッチC3用油圧サーボ13によって係合自在となっているクラッチC3の摩擦板73がスプライン係合する形で配置されている。該クラッチC3の摩擦板73の内周側には、ハブ部材26がスプライン係合する形で配置されており、該ハブ部材26は、サンギヤS1に接続されている。また、キャリヤCR1は、ピニオンPa及びピニオンPbを有しており、該ピニオンPbは上記リングギヤR1に噛合し、該ピニオンPaは、入力軸2に接続

されたサンギヤS 1に噛合している。該キャリヤCR 1は、側板を介してケース3のボス部3 aに固定されており、該リングギヤR 1は、支持部材3 1によりボス部3 aに回転自在に支持されている。

該リングギヤR 1の外周側には、油圧サーボ1 4、摩擦板7 4、ハブ部材2 9を有する多板式ブレーキB 1（第2のブレーキ）が配置されており、該ハブ部材2 9の外周側には、ブレーキB 1用油圧サーボ1 4によって係止自在となっているブレーキB 1の摩擦板7 4がスプライン係合する形で配置されている。そして、該ハブ部材2 9には、該リングギヤR 1に接続されていると共に、該クラッチC 3が係合した際にリングギヤR 1の回転を伝達する伝達部材3 0が接続されており、該伝達部材3 0の他方側には、上記プラネタリギヤユニットPUのサンギヤS 3が接続されている。つまり、リングギヤR 1とサンギヤS 3とは、その間にクラッチが介在してなく、常時接続されており、常時回転が伝達される状態となっている。

一方、入力軸2の他端上（図中左方）には、油圧サーボ1 1、摩擦板7 1、クラッチドラムを形成するドラム状部材2 1、ハブ部材2 2、を有する多板式クラッチC 1（第1のクラッチ）が配置されている。また、ケース3の、上記ボス部3 aとは反対側の他端に延設され、入力軸2上にスリープ状に設けられているボス部3 b上には、油圧サーボ1 2、摩擦板7 2、クラッチドラムを形成するドラム状部材2 3、ハブ部材2 4、を有する多板式クラッチC 2（第2のクラッチ）が配置されている。

該油圧サーボ1 1の油室aは、上記入力軸2に形成されている油路2 bと連通しており、該油路2 bは、上記ボス部3 bの油路9 3に連通して、該油路9 3は、不図示の油圧制御装置に連通している。即ち、上記油圧サーボ1 1は、ケース3のボス部3 bと入力軸2との間をシールする1対のシールリング8 2によって、不図示の油圧制御装置から油圧サーボ1 1の油室aまでの油路が構成されている。

上記油圧サーボ1 2の油室aは、上記ボス部3 bの油路9 4に連通しており、該油路9 4は、不図示の油圧制御装置に連通している。即ち、上記油圧サーボ1 2に対しては、ケース3のボス部3 bとドラム状部材2 3との間をシールする1

対のシールリング83によって、不図示の油圧制御装置から油圧サーボ12の油室aまでの油路が構成されている。

上記クラッチC1のドラム状部材21は、入力軸2に接続されており、該ドラム状部材21の先端内周側には、クラッチC1用油圧サーボ11によって係合自在となっているクラッチC1の摩擦板71がスプライン係合する形で配置されている。該クラッチC1の摩擦板71の内周側には、ハブ部材22がスプライン係合する形で配置されており、該ハブ部材22は、サンギヤS2に接続されている。

上記クラッチC2のドラム状部材23も、入力軸2に接続されており、該ドラム状部材23の先端内周側には、クラッチC2用油圧サーボ12によって係合自在となっているクラッチC2の摩擦板72がスプライン係合する形で配置されている。該クラッチC2の摩擦板72の内周側には、ハブ部材24がスプライン係合する形で配置されており、該ハブ部材24は、キャリヤCR2に接続されている。

一方、プラネタリギヤユニットPUの外周側には、油圧サーボ15、摩擦板75、ハブ部材28を有する多板式ブレーキB2が配置されている。上記プラネタリギヤユニットPUのキャリヤCR2の側板には、上記ブレーキB2の摩擦板75がスプライン係合している形のハブ部材28が接続されており、また、該ハブ部材28にはワンウェイクラッチF1のインナーレースが接続されている。該キャリヤCR2のショートピニオンPSにはサンギヤS2が噛合しており、該キャリヤCR2のロングピニオンPLには、上記サンギヤS3及びリングギヤR3が噛合している。そして、該リングギヤR3の一端には連結部材27が接続され、該リングギヤR3が該連結部材27を介してカウンタギヤ(出力部材)5に連結されている。

以上説明したように、プラネタリギヤユニットPUの軸方向一方側にプラネタリギヤPR及びクラッチC3が配置されていると共に、軸方向他方側にクラッチC1及びクラッチC2が配置されている。また、プラネタリギヤPRとプラネタリギヤユニットPUとの軸方向における間には、カウンタギヤ5が配置されている。また、ブレーキB1はプラネタリギヤの外周側に、ブレーキB2はプラネタ

リギヤユニットPUの外周側に、それぞれ配置されている。

つづいて、上記構成に基づき、自動変速機構1₁の作用について第1図、第2図及び第3図に沿って説明する。なお、第3図に示す速度線図において、縦軸はそれぞれの回転要素の回転数を示しており、横軸はそれら回転要素のギヤ比に対応して示している。また、該速度線図のプラネタリギヤユニットPUの部分において、横方向最端部（第3図中右方側）の縦軸はサンギヤS3に、以降図中左方側へ順に縦軸はキャリヤCR2、リングギヤR3、サンギヤS2に対応している。更に、該速度線図のプラネタリギヤPRの部分において、横方向最端部（第3図中右方側）の縦軸はサンギヤS1に、以降図中左方側へ順に縦軸はリングギヤR1、キャリヤCR1に対応している。また、それら縦軸の間隔は、それぞれのサンギヤS1、S2、S3の歯数の逆数、及びそれぞれのリングギヤR1、R3の歯数の逆数に比例している。そして、図中横軸方向の破線は伝達部材30により回転が伝達されることを示している。

第1図に示すように、上記サンギヤS2には、クラッチC1が係合することにより入力軸2の回転が入力される。上記キャリヤCR2には、クラッチC2が係合することにより入力軸2の回転が入力されると共に、該キャリヤCR2は、ブレーキB2の係止により回転が固定自在となっており、また、ワンウェイクラッチF1により一方向の回転が規制されている。

一方、上記サンギヤS1には、クラッチC3が係合することにより入力軸2の回転が入力される。また、上記キャリヤCR1はケース3に接続されて回転が固定されており、該サンギヤS1に入力軸2の回転が入力されると、それによってリングギヤR1は減速回転する。該リングギヤR1の減速回転は、伝達部材30を介してサンギヤS3に入力される。また、クラッチC3が係合してなく、ブレーキB1が係止されると、該伝達部材30を介してサンギヤS3の回転が固定される。

そして、上記リングギヤR2の回転は、上記カウンタギヤ5に出力され、該カウンタギヤ5、不図示のカウンタシャフト部及びディファレンシャル部を介して不図示の駆動車輪に出力される。

D（ドライブ）レンジにおける前進1速段では、第2図に示すように、クラッ

チC 1 及びワンウェイクラッチF 1 が係合される。すると、第3図に示すように、クラッチC 1 を介してサンギヤS 2 に入力軸2 の回転が入力されると共に、キャリヤCR 2 の回転が一方向（正転回転方向）に規制されて、つまりキャリヤCR 2 の逆転回転が防止されて固定された状態になる。そして、サンギヤS 2 に入力された入力軸2 の回転が、固定されたキャリヤCR 2 を介してリングギヤR 3 に出力され、前進1速段としての正転回転がカウンタギヤ5 から出力される。

なお、エンジンブレーキ時（コースト時）には、ブレーキB 2 を係止してキャリヤCR 2 を固定し、該キャリヤCR 2 の正転回転を防止する形で、上記前進1速段の状態を維持する。また、該前進1速段では、ワンウェイクラッチF 1 によりキャリヤCR 2 の逆転回転を防止し、かつ正転回転を可能にするので、例えば非走行レンジから走行レンジに切換えた際の前進1速段の達成を、ワンウェイクラッチの自動係合により滑らかに行うことができる。

D（ドライブ）レンジにおける前進2速段では、第2図に示すように、クラッチC 1 が係合され、ブレーキB 1 が係止される。すると、第3図に示すように、クラッチC 1 を介してサンギヤS 2 に入力軸2 の回転が入力されると共に、ブレーキB 1 の係止によりサンギヤS 3 が固定される。それにより、キャリヤCR 2 が僅かに減速回転し、サンギヤS 2 に入力された入力軸2 の回転が、該減速回転のキャリヤCR 2 を介してリングギヤR 3 に出力され、前進2速段としての正転回転がカウンタギヤ5 から出力される。

D（ドライブ）レンジにおける前進3速段では、第2図に示すように、クラッチC 1 及びクラッチC 3 が係合される。すると、第3図に示すように、クラッチC 1 を介してサンギヤS 2 に入力軸2 の回転が入力される。また、クラッチC 3 を介してサンギヤS 1 に入力軸2 の回転が入力され、固定されたキャリヤCR 1 によりリングギヤR 1 が減速回転して、該リングギヤR 1 の減速回転が伝達部材30 を介してサンギヤS 3 に出力される。すると、サンギヤS 2 に入力された入力軸2 の回転と、サンギヤS 3 の減速回転とによりキャリヤCR 2 が、該サンギヤS 3 の減速回転より僅かに大きな減速回転となる。そして、サンギヤS 2 に入力された入力軸2 の回転が、該減速回転のキャリヤCR 2 を介してリングギヤR 3 に出力され、前進3速段としての正転回転がカウンタギヤ5 から出力される。

なお、この際、サンギヤS 3及びリングギヤR 1は減速回転しているので、上記伝達部材3 0は、比較的大きなトルク伝達を行っている。

D（ドライブ）レンジにおける前進4速段では、第2図に示すように、クラッチC 1及びクラッチC 2が係合される。すると、第3図に示すように、クラッチC 1を介してサンギヤS 2と、クラッチC 2を介してキャリヤCR 2とに入力軸2の回転が入力される。それにより、サンギヤS 2に入力された入力軸2の回転と、キャリヤCR 2に入力された入力軸2の回転とにより、つまり直結回転の状態となってリングギヤR 3に入力軸2の回転がそのまま出力され、前進4速段としての正転回転がカウンタギヤ5から出力される。

D（ドライブ）レンジにおける前進5速段では、第2図に示すように、クラッチC 2及びクラッチC 3が係合される。すると、第3図に示すように、クラッチC 2を介してキャリヤCR 2に入力軸2の回転が入力される。また、クラッチC 3を介してサンギヤS 1に入力軸2の回転が入力され、固定されたキャリヤCR 1によりリングギヤR 1が減速回転して、該リングギヤR 1の減速回転が伝達部材3 0を介してサンギヤS 3に出力される。すると、サンギヤS 3の減速回転と、入力軸2の回転が入力されたキャリヤCR 2とにより、增速回転となってリングギヤR 3に出力され、前進5速段としての正転回転がカウンタギヤ5から出力される。なお、この際、上記前進3速段の状態と同様に、サンギヤS 3及びリングギヤR 1は減速回転しているので、上記伝達部材3 0は、比較的大きなトルク伝達を行っている。

D（ドライブ）レンジにおける前進6速段では、第2図に示すように、クラッチC 2が係合され、ブレーキB 1が係止される。すると、第3図に示すように、クラッチC 2を介してキャリヤCR 2に入力軸2の回転が入力されると共に、ブレーキB 1の係止によりサンギヤS 3が固定される。それにより、キャリヤCR 2に入力された入力軸2の回転と固定されたサンギヤS 3とにより、（上記前進5速段よりも大きな）增速回転となってリングギヤR 3に出力され、前進6速段としての正転回転がカウンタギヤ5から出力される。

R（リバース）レンジにおける後進1速段では、第2図に示すように、クラッチC 3が係合され、ブレーキB 2が係止される。すると、第3図に示すように、

クラッチC 3を介してサンギヤS 1に入力軸2の回転が入力され、固定されたキャリヤCR 1によりリングギヤR 1が減速回転して、該リングギヤR 1の減速回転が伝達部材3 0を介してサンギヤS 3に出力される。また、ブレーキB 2の係止によりキャリヤCR 2が固定される。すると、サンギヤS 3の減速回転と固定されたキャリヤCR 2とにより、逆転回転としてリングギヤR 3に出力され、後進1速段としての逆転回転がカウンタギヤ5から出力される。なお、この際、上記前進3速段や前進5速段の状態と同様に、サンギヤS 3及びリングギヤR 1は減速回転しているので、上記伝達部材3 0は、比較的大きなトルク伝達を行っている。

P（パーキング）レンジ及びN（ニュートラル）レンジでは、特にクラッチC 1、クラッチC 2及びクラッチC 3が解放されており、入力軸2とカウンタギヤ5との間の動力伝達が切断状態であって、自動变速機構1₁全体としては空転状態（ニュートラル状態）となる。

なお、第2図及び第3図に示すように、プラネタリギヤPRにおいて、前進1速段、前進2速段、前進4速段、前進6速段では、伝達部材3 0を介してサンギヤS 3の回転がリングギヤR 1に入力され、また、クラッチC 3が解放されているため、第3図に示すように、サンギヤS 1が、該リングギヤR 1のそれぞれ変速段における回転と固定されたキャリヤCR 1に基づき回転する。

以上のように、本発明に係る自動变速機構1₁によると、プラネタリギヤPR及びクラッチC 3をプラネタリギヤユニットPUの軸方向一方側に配置し、クラッチC 1及びクラッチC 2をプラネタリギヤユニットPUの軸方向他方側に配置したので、前進4速段の際に、いわゆる直結状態となるような前進6速段及び後進1速段を達成する自動变速機を提供できるものでありながら、例えばプラネタリギヤPRとプラネタリギヤユニットPUとの間にクラッチC 1やクラッチC 2を配置する場合に比して、プラネタリギヤPRとプラネタリギヤユニットPUとを近づけて配置することができ、減速回転を伝達するための伝達部材3 0を比較的短くすることができる。それにより、自動变速機のコンパクト化、軽量化を可能にすことができ、更に、イナーシャ（慣性力）を小さくすることができたため、自動变速機の制御性を向上させることができ、变速ショックの発生を低減す

ることができる。

また、クラッチC 3をプラネタリギヤユニットPUの軸方向一方側に配置し、クラッチC 1及びクラッチC 2をプラネタリギヤユニットPUの軸方向他方側に配置したので、例えば3つのクラッチC 1, C 2, C 3をプラネタリギヤユニットPUの一方側に配置する場合に比して、それらクラッチC 1, C 2, C 3の油圧サーボ11, 12, 13に供給する油路（例えば2a, 2b, 92, 93, 94）の構成を容易にすことができる、製造工程の簡易化、コストダウンなどを図ることができる。

また、油圧サーボ11, 13は入力軸2上に設けられているので、ケース3から1対のシールリング81, 82で漏れ止めして入力軸2内に設けられた油路2a, 2bに油を供給することで、例えば入力軸2との油圧サーボ11, 13との間にシールリングを設けることなく、油圧サーボ11, 13の油室に油を供給することができる。更に、油圧サーボ12は、ケース3から延設されたボス部3bから、例えば他の部材を介すことなく、油を供給することができ、即ち、1対のシールリング83を設けることで、油を供給することができる。従って、油圧サーボ11, 12, 13には、それぞれ1対のシールリング81, 82, 83を設けるだけで、油を供給することができ、シールリングによる摺動抵抗を最小にすことができる、それにより、自動変速機の効率を向上させることができる。

また、クラッチC 1は、比較的低中速段である前進1速段、前進2速段、前進3速段、前進4速段にて係合するクラッチであるので、該クラッチC 1が比較的高速段である前進5速段、前進6速段や後進1速段などで解放された際に、特に該クラッチC 1とサンギヤS 2とを接続するハブ部材22が比較的高回転又は逆転回転することになり（第3図参照）、一方で前進5速段や後進1速段では伝達部材30が減速回転し、前進6速段では伝達部材が固定される場合が生じ、ハブ部材22と伝達部材30との回転数差が大きくなる場合があるが、該クラッチC 1はプラネタリギヤユニットPUを介してプラネタリギヤPRの反対側に位置するため、つまりハブ部材22と伝達部材30とを分離して配置することができ、例えばそれらの部材が多重軸構造で接触配置された場合に比して、それら部材間の相対回転によって生じる摩擦などに起因した自動変速機の効率低下を防ぐこと

ができる。

更に、プラネタリギヤユニットPUとプラネタリギヤPRとの軸方向における間にカウンタギヤ5を配置するので、カウンタギヤ5を自動変速機の軸方向の略々中央に配置することができ、例えば自動変速機を車輛に搭載する際に、カウンタギヤ5を駆動車輪伝達機構に合わせて搭載するため、軸方向のどちらか（特に駆動源からの入力側を前方としたときの後方側）に肥大化することを防ぐことができる。それにより、特にFF車輛であれば前輪への干渉を少なくすることができます、例えば操舵角の増大などが可能となるなど、車輛の搭載性を向上することができる。

また、例えば油圧サーボ13をプラネタリギヤPRに隣接配置してハブ部材26を油圧サーボ13のシリンダ部材とすると、ハブ部材26と入力軸2との間に1対のシールリングを設ける必要が生じるが、クラッチC3の油圧サーボ13を、摩擦板73に対してプラネタリギヤPRとは軸方向反対側に配置したので、シールリングを設けることなく、つまりシールリングの数を減らすことができ、摺動抵抗を低減することができて、それにより、自動変速機の効率を向上させることができる。

また、本実施の形態の自動変速機構1₁は、前進4速段において直結状態となる変速機構であり、前進5速段及び前進6速段でのギヤ比を高く設定することができる。それにより、特に車輛に搭載された際に、高車速で走行する車輛において、エンジン回転数を低くすることができ、高速走行での車輛の静肅性に寄与することができる。

ところで、上述のような問題を解決するものとして、特開平8-68456号公報に開示されたようなものが提案されている。しかしながら、該公報のものは、減速プラネタリギヤの減速回転を、プラネタリギヤユニットの回転要素に伝達する経路上にクラッチを配置した構成となっており、該減速回転を伝達する経路は大きなトルクが入力される経路であるため、該クラッチやトルク伝達する部材などをその大きなトルクに耐え得るように構成する必要がある。即ち、クラッチの摩擦部材の枚数を多くしたり、大きくしたり、若しくは、摩擦部材を押圧する油圧サーボを大きくしたりする必要がある。また、プラネタリギヤユニットの回

転要素を係止するためのブレーキを配置する必要があるため、自動変速機としてのコンパクト性に欠くものとなっていた。そこで本実施の形態においては、減速プラネタリギヤ周辺のクラッチ及びブレーキをコンパクトに構成することで、上記課題を解決した自動変速機を提供することを目的としている。

即ち、本実施の形態に係る自動変速機構₁によると、クラッチC₃が入力軸2とサンギヤS₁との間に介在するものであるので、クラッチC₃が例えばリングギヤR₁とサンギヤS₃との間に介在するものに比して、クラッチC₃にかかる負荷を低減することができ、クラッチC₃のコンパクト化を図ることができる。更に、クラッチC₃の摩擦部材及び油圧サーボを小さくすることできるので、ブレーキB₁の径方向内周側に配置することを可能にすることができる、自動変速機のコンパクト化も図ることができる。

<第2の実施の形態>

以下、第1の実施の形態を一部変更した第2の実施の形態について第4図に沿って説明する。第4図は第2の実施の形態に係る自動変速機の自動変速機構を示す模式断面図である。なお、第2の実施の形態は、一部変更を除き、第1の実施の形態と同様の部分に同符号を付して、その説明を省略する。

第4図に示すように、第2の実施の形態に係る自動変速機の自動変速機構₁₂は、第1の実施の形態の自動変速機構₁₁に対して（第1図参照）、入力側と出力側とを逆にしたものである。また、前進1速段乃至前進6速段、及び後進1速段において、その作用は同様のものとなる（第2図及び第3図参照）。

以上のように、本発明に係る自動変速機構₁₂によると、プラネタリギヤP R及びクラッチC₃をプラネタリギヤユニットP Uの軸方向一方側に配置し、クラッチC₁及びクラッチC₂をプラネタリギヤユニットP Uの軸方向他方側に配置したので、前進4速段の際に、いわゆる直結状態となるような前進6速段及び後進1速段を達成する自動変速機を提供できるものでありながら、例えばプラネタリギヤP RとプラネタリギヤユニットP Uとの間にクラッチC₁やクラッチC₂を配置する場合に比して、プラネタリギヤP RとプラネタリギヤユニットP Uとを近づけて配置することができ、減速回転を伝達するための伝達部材30を比較的短くすることができる。それにより、自動変速機のコンパクト化、軽量化を可

能にすらすことができ、更に、イナーシャ（慣性力）を小さくすることができるため、自動変速機の制御性を向上させることができ、変速ショックの発生を低減することができる。

また、クラッチC 3をプラネタリギヤユニットPUの軸方向一方側に配置し、クラッチC 1及びクラッチC 2をプラネタリギヤユニットPUの軸方向他方側に配置したので、例えば3つのクラッチC 1, C 2, C 3をプラネタリギヤユニットPUの一方側に配置する場合に比して、それらクラッチC 1, C 2, C 3の油圧サーボ1 1, 1 2, 1 3に供給する油路（例えば2 a, 2 b, 9 2, 9 3, 9 4）の構成を容易にすらすことができ、製造工程の簡易化、コストダウンなどを図ることができる。

また、油圧サーボ1 1, 1 3は入力軸2上に設けられているので、ケース3から1対のシールリング8 1, 8 2で漏れ止めして入力軸2内に設けられた油路2 a, 2 bに油を供給することで、例えば入力軸2との油圧サーボ1 1, 1 3との間にシールリングを設けることなく、油圧サーボ1 1, 1 3の油室に油を供給することができる。更に、油圧サーボ1 2は、ケース3から延設されたボス部3 bから、例えば他の部材を介すことなく、油を供給することができ、即ち、1対のシールリング8 3を設けることで、油を供給することができる。従って、油圧サーボ1 1, 1 2, 1 3には、それぞれ1対のシールリング8 1, 8 2, 8 3を設けるだけで、油を供給することができ、シールリングによる摺動抵抗を最小にすらすことができ、それにより、自動変速機の効率を向上させることができます。

また、クラッチC 1は、比較的低中速段である前進1速段、前進2速段、前進3速段、前進4速段にて係合するクラッチであるので、該クラッチC 1が比較的高速段である前進5速段、前進6速段や後進1速段などで解放された際に、特に該クラッチC 1とサンギヤS 2とを接続するハブ部材2 2が比較的高回転又は逆転回転することになり（第3図参照）、一方で前進5速段や後進1速段では伝達部材3 0が減速回転し、前進6速段では伝達部材が固定される場合が生じ、ハブ部材2 2と伝達部材3 0との回転数差が大きくなる場合があるが、該クラッチC 1はプラネタリギヤユニットPUを介してプラネタリギヤPRの反対側に位置するため、つまりハブ部材2 2と伝達部材3 0とを分離して配置することができ、

例えばそれらの部材が多重軸構造で接触配置された場合に比して、それら部材間の相対回転によって生じる摩擦などに起因した自動変速機の効率低下を防ぐことができる。

更に、プラネタリギヤユニットPUとプラネタリギヤPRとの軸方向における間にカウンタギヤ5を配置するので、カウンタギヤ5を自動変速機の軸方向の略々中央に配置することができ、例えば自動変速機を車輌に搭載する際に、カウンタギヤ5を駆動車輪伝達機構に合わせて搭載するため、軸方向のどちらか（特に駆動源からの入力側を前方としたときの後方側）に肥大化することを防ぐことができる。それにより、特にFF車輌であれば前輪への干渉を少なくすることができ、例えば操舵角の増大などが可能となるなど、車輌の搭載性を向上することができる。

また、例えば油圧サーボ13をプラネタリギヤPRに隣接配置してハブ部材26を油圧サーボ13のシリング部材とすると、ハブ部材26と入力軸2との間に1対のシールリングを設ける必要が生じるが、クラッチC3の油圧サーボ13を、摩擦板73に対してプラネタリギヤPRとは軸方向反対側に配置したので、シールリングを設けることなく、つまりシールリングの数を減らすことができ、摺動抵抗を低減することができて、それにより、自動変速機の効率を向上させることができる。

また、本実施の形態の自動変速機構1₂は、前進4速段において直結状態となる変速機構であり、前進5速段及び前進6速段でのギヤ比を高く設定することができる。それにより、特に車輌に搭載された際に、高車速で走行する車輌において、エンジン回転数を低くすることができ、高速走行での車輌の静粛性に寄与することができる。

ところで、上述のような問題を解決するものとして、特開平8-68456号公報に開示されたようなものが提案されている。しかしながら、該公報のものは、減速プラネタリギヤの減速回転を、プラネタリギヤユニットの回転要素に伝達する経路上にクラッチを配置した構成となっており、該減速回転を伝達する経路は大きなトルクが入力される経路であるため、該クラッチやトルク伝達する部材などをその大きなトルクに耐え得るように構成する必要がある。即ち、クラッチ

の摩擦部材の枚数を多くしたり、大きくしたり、若しくは、摩擦部材を押圧する油圧サーボを大きくしたりする必要がある。また、プラネタリギヤユニットの回転要素を係止するためのブレーキを配置する必要があるため、自動変速機としてのコンパクト性に欠くものとなっていた。そこで本実施の形態においては、減速プラネタリギヤ周辺のクラッチ及びブレーキをコンパクトに構成することで、上記課題を解決した自動変速機を提供することを目的としている。

即ち、本実施の形態に係る自動変速機構₁₄によると、クラッチC3が入力軸2とサンギヤS1との間に介在するものであるので、クラッチC3が例えばリングギヤR1とサンギヤS3との間に介在するものに比して、クラッチC3にかかる負荷を低減することができ、クラッチC3のコンパクト化を図ることができる。更に、クラッチC3の摩擦部材及び油圧サーボを小さくすることができるので、ブレーキB1の径方向内周側に配置することを可能にすることができる、自動変速機のコンパクト化も図ることができる。

<第3の実施の形態>

以下、第1の実施の形態を一部変更した第3の実施の形態について第5図乃至第7図に沿って説明する。第5図は第3の実施の形態に係る自動変速機の自動変速機構を示す模式断面図、第6図は第3の実施の形態に係る自動変速機の作動表、第7図は第3の実施の形態に係る自動変速機の速度線図である。なお、第3の実施の形態は、変更部分を除き、第1の実施の形態と同様の部分に同符号を付して、その説明を省略する。

第5図に示すように、第3の実施の形態に係る自動変速機の自動変速機構₁₃は、第1の実施の形態の自動変速機構₁₁に対して（第1図参照）、プラネタリギヤPRの配置を変更し、また、クラッチC3の代わりにブレーキB3（第1のブレーキ）を配置し、プラネタリギヤPRのキャリヤCR1をブレーキB3により固定自在となるように変更したものである。

該自動変速機構₁₃において、ブレーキB3は、プラネタリギヤPRの、プラネタリギヤユニットPUとは反対側（図中右方側）に配置されている。該ブレーキB3は、油圧サーボ₁₆、摩擦板₇₆、ハブ部材₃₃を有している。また、ブレーキB1は、ブレーキB3の外周側に配置されている。

該ブレーキB 3のハブ部材3 3は、キャリヤCR 1の一方の側板に接続されており、該キャリヤCR 1は、入力軸2又はボス部3 aに回転自在に支持されている。また、サンギヤS 1は入力軸2に接続されている。そして、リングギヤR 1の外周側には、ブレーキB 1の摩擦板7 4がスプライン係合していると共に、該リングギヤR 1には伝達部材3 0が接続されて、該伝達部材3 0を介してサンギヤS 3が接続されている。つまり、リングギヤR 1とサンギヤS 3とは、その間に例えばクラッチ等が介在してなく、常時接続されており、常時回転が伝達される状態となっている。

つづいて、上記構成に基づき、自動変速機構1₃の作用について第5図、第6図及び第7図に沿って説明する。なお、上記第1の実施の形態と同様に、第7図に示す速度線図において、縦軸はそれぞれの回転要素の回転数を示しており、横軸はそれら回転要素のギヤ比に対応して示している。また、該速度線図のプラネタリギヤユニットPUの部分において、横方向最端部（第7図中右方側）の縦軸はサンギヤS 3に、以降図中左方側へ順に縦軸はキャリヤCR 2、リングギヤR 3、サンギヤS 2に対応している。更に、該速度線図のプラネタリギヤPRの部分において、横方向最端部（第7図中右方側）の縦軸はサンギヤS 1に、以降図中左方側へ順に縦軸はリングギヤR 1、キャリヤCR 1に対応している。また、それら縦軸の間隔は、それぞれのサンギヤS 1、S 2、S 3の歯数の逆数、及びそれぞれのリングギヤR 1、R 3の歯数の逆数に比例している。そして、図中横軸方向の破線は伝達部材3 0により回転が伝達されることを示している。

第5図に示すように、ブレーキB 3が係止することにより上記キャリヤCR 1は、ケース3に対して固定される。また、サンギヤS 1には、入力軸2の回転が入力されており、上記リングギヤR 1は、該キャリヤCR 1が固定されることにより、該サンギヤS 1に入力される入力軸2の回転に基づき減速回転する。つまりサンギヤS 3には、ブレーキB 3が係合することにより、伝達部材3 0を介してリングギヤR 1の減速回転が入力される。

すると、第6図及び第7図に示すように、プラネタリギヤPRにおいて、前進3速段、前進5速段、後進1速段では、ブレーキB 3が係止されることによりキャリヤCR 1が固定され、入力軸2の回転が入力されているサンギヤS 1の回転

によりリングギヤR 3に減速回転が出力されて、伝達部材3 0を介してサンギヤS 3に減速回転が入力される。この際、リングギヤR 1及びサンギヤS 3は減速回転しているので、上記伝達部材3 0は、比較的大きなトルク伝達を行っている。一方、前進1速段、前進2速段、前進4速段、前進6速段では、伝達部材3 0を介してサンギヤS 3の回転がリングギヤR 1に入力され、ブレーキB 3が解放されているため、第7図に示すように、キャリヤCR 1が、該リングギヤR 1のそれぞれ変速段における回転と入力軸2の回転のサンギヤS 1とに基づき回転する。

なお、上記プラネタリギヤPR以外の作用については、上述した第1の実施の形態と同様であるので（第2図及び第3図参照）、その説明を省略する。

以上のように、本発明に係る自動变速機構1₃によると、プラネタリギヤPR及びブレーキB 3をプラネタリギヤユニットPUの軸方向一方側に配置し、クラッチC 1及びクラッチC 2をプラネタリギヤユニットPUの軸方向他方側に配置したので、前進4速段の際に、いわゆる直結状態となるような前進6速段及び後進1速段を達成する自動变速機を提供できるものでありながら、例えばプラネタリギヤPRとプラネタリギヤユニットPUとの間にクラッチC 1やクラッチC 2を配置する場合に比して、プラネタリギヤPRとプラネタリギヤユニットPUとを近づけて配置することができ、減速回転を伝達するための伝達部材3 0を比較的短くすることができる。それにより、自動变速機のコンパクト化、軽量化を可能にすことができ、更に、イナーシャ（慣性力）を小さくすことができたため、自動变速機の制御性を向上させることができ、变速ショックの発生を低減することができる。

また、油圧サーボ1 1は入力軸2上に設けられているので、ケース3から1対のシールリング8 2で漏れ止めして入力軸2内に設けられた油路2 bに油を供給することで、例えば入力軸2との油圧サーボ1 1との間にシールリングを設けることなく、油圧サーボ1 1の油室に油を供給することができる。更に、油圧サーボ1 2は、ケース3から延設されたボス部3 bから、例えば他の部材を介すことなく、油を供給することができ、即ち、1対のシールリング8 3を設けることで、油を供給することができる。従って、油圧サーボ1 1、1 2には、それぞれ1

対のシールリング82、83を設けるだけで、油を供給することができ、シールリングによる摺動抵抗を最小にすむことができ、それにより、自動変速機の効率を向上させることができる。

また、クラッチC1は、比較的低中速段である前進1速段、前進2速段、前進3速段、前進4速段にて係合するクラッチであるので、該クラッチC1が比較的高速段である前進5速段、前進6速段や後進1速段などで解放された際に、特に該クラッチC1とサンギヤS2とを接続するハブ部材22が比較的高回転又は逆転回転することになり（第7図参照）、一方で前進5速段や後進1速段では伝達部材30が減速回転し、前進6速段では伝達部材が固定される場合が生じ、ハブ部材22と伝達部材30との回転数差が大きくなる場合があるが、該クラッチC1はプラネタリギヤユニットPUを介してプラネタリギヤPRの反対側に位置するため、つまりハブ部材22と伝達部材30とを分離して配置することができ、例えばそれらの部材が多重軸構造で接触配置された場合に比して、それら部材間の相対回転によって生じる摩擦などに起因した自動変速機の効率低下を防ぐことができる。

更に、プラネタリギヤユニットPUとプラネタリギヤPRとの軸方向における間にカウンタギヤ5を配置するので、カウンタギヤ5を自動変速機の軸方向の略々中央に配置することができ、例えば自動変速機を車両に搭載する際に、カウンタギヤ5を駆動車輪伝達機構に合わせて搭載するため、軸方向のどちらか（特に駆動源からの入力側を前方としたときの後方側）に肥大化することを防ぐことができる。それにより、特にFF車両であれば前輪への干渉を少なくすることができます、例えば操舵角の増大などが可能となるなど、車両の搭載性を向上することができる。

更に、プラネタリギヤPRからプラネタリギヤユニットPUに出力する減速回転をブレーキB3により接・断するようにしたので、例えばクラッチC3を設ける場合に比して、部品点数（例えばドラム状部材など）を削減することができる。また、ブレーキB3は、ケース3からそのまま油路を構成することができるので、例えばクラッチC3を設ける場合に比して、油路の構成を簡単にすることができます。

また、本実施の形態の自動変速機構1₃は、前進4速段において直結状態となる変速機構であり、前進5速段及び前進6速段でのギヤ比を高く設定することができる。それにより、特に車両に搭載された際に、高車速で走行する車両において、エンジン回転数を低くすることができ、高速走行での車両の静肅性に寄与することができる。

ところで、上述のような問題を解決するものとして、特開平8-68456号公報に開示されたようなものが提案されている。しかしながら、該公報のものは、減速プラネタリギヤの減速回転を、プラネタリギヤユニットの回転要素に伝達する経路上にクラッチを配置した構成となっており、該減速回転を伝達する経路は大きなトルクが入力される経路であるため、該クラッチやトルク伝達する部材などをその大きなトルクに耐え得るように構成する必要がある。即ち、クラッチの摩擦部材の枚数を多くしたり、大きくしたり、若しくは、摩擦部材を押圧する油圧サーボを大きくしたりする必要がある。また、プラネタリギヤユニットの回転要素を係止するためのブレーキを配置する必要があるため、自動変速機としてのコンパクト性に欠くものとなっていた。そこで本実施の形態においては、減速プラネタリギヤ周辺のクラッチ及びブレーキをコンパクトに構成することで、上記課題を解決した自動変速機を提供することを目的としている。

即ち、本実施の形態に係る自動変速機構1₃によると、ブレーキB3によりキャリヤCR1を固定するものであるので、例えばリングギヤR1とサンギヤS3との間に介在するクラッチに比して、ブレーキB3にかかる負荷を低減することができ、ブレーキB3の摩擦部材及び油圧サーボを小さくすることできるので、ブレーキB1の径方向内周側に配置することを可能にすることができる、自動変速機のコンパクト化も図ることができる。

<第4の実施の形態>

以下、第1の実施の形態を一部変更した第4の実施の形態について第8図乃至第10図に沿って説明する。第8図は第4の実施の形態に係る自動変速機の自動変速機構を示す模式断面図、第9図は第4の実施の形態に係る自動変速機の作動表、第10図は第4の実施の形態に係る自動変速機の速度線図である。なお、第4の実施の形態は、一部変更を除き、第1の実施の形態と同様の部分に同符号を

付して、その説明を省略する。

第8図に示すように、第4の実施の形態に係る自動変速機の自動変速機構1₄は、第1の実施の形態の自動変速機構1₁に対して（第1図参照）、プラネタリギヤP Rとの配置を変更し、更にブレーキB 3を配置して、プラネタリギヤP RのサンギヤS 1にクラッチC 3により入力軸2の回転を入力自在にすると共に、キャリヤCR 1をブレーキB 3により固定自在にしたものである。

該自動変速機構1₄において、クラッチC 3は、プラネタリギヤP Rの、プラネタリギヤユニットPU側（図中左方側）に配置されており、ブレーキB 3は、プラネタリギヤP Rの、プラネタリギヤユニットPUとは反対側（図中右方側）に配置されている。該クラッチC 3のドラム状部材2 5の先端部内周側は、摩擦板7 3にスプライン係合しており、該摩擦板7 3の内周側には、ハブ部材2 6がスプライン係合している。また、ドラム状部材2 5は、入力軸2に接続されており、ハブ部材2 6は、サンギヤS 1に接続されている。

ブレーキB 3は、プラネタリギヤP Rの、プラネタリギヤユニットPUとは反対側（図中右方側）に配置されている。該ブレーキB 3は、油圧サーボ1 6、摩擦板7 6、ハブ部材3 3を有している。該ブレーキB 3のハブ部材3 3の外周側には、摩擦板7 6がスプライン係合していると共に、該ハブ部材3 3はキャリヤCR 1の一方の側板に接続されており、該キャリヤCR 1は、入力軸2又はボス部3 aに回転自在に支持されている。そして、リングギヤR 1の外周側にブレーキB 1の摩擦板7 4がスプライン係合していると共に、該リングギヤR 1には伝達部材3 0が接続されて、該伝達部材3 0を介してサンギヤS 3が接続されている。つまり、リングギヤR 1とサンギヤS 3とは、その間にクラッチが介在してなく、常時接続されており、常時回転が伝達される状態となっている。

つづいて、上記構成に基づき、自動変速機構1₄の作用について第8図、第9図及び第10図に沿って説明する。なお、上記第1の実施の形態と同様に、第10図に示す速度線図において、縦軸はそれぞれの回転要素の回転数を示しており、横軸はそれら回転要素のギヤ比に対応して示している。また、該速度線図のプラネタリギヤユニットPUの部分において、横方向最端部（第10図中右方側）の縦軸はサンギヤS 3に、以降図中左方側へ順に縦軸はキャリヤCR 2、リング

ギヤR 3、サンギヤS 2に対応している。更に、該速度線図のプラネタリギヤP Rの部分において、横方向最端部（第10図中右方側）の縦軸はサンギヤS 1に、以降図中左方側へ順に縦軸はリングギヤR 1、キャリヤCR 1に対応している。また、それら縦軸の間隔は、それぞれのサンギヤS 1, S 2, S 3の歯数の逆数、及びそれぞれのリングギヤR 1, R 3の歯数の逆数に比例している。そして、図中横軸方向の破線は伝達部材30により回転が伝達されることを示している。

第8図に示すように、クラッチC 3が係合することにより上記サンギヤS 1には、入力軸2の回転が入力される。また、ブレーキB 3が係止することにより上記キャリヤCR 1は、ケース3に対して固定される。そのため、クラッチC 3が係合し、かつブレーキB 3が係止されると、上記リングギヤR 1は、該サンギヤS 1に入力される入力軸2の回転に基づき減速回転する。つまりサンギヤS 3には、クラッチC 3の係合とブレーキB 3の係止とにより、伝達部材30を介してリングギヤR 1の減速回転が入力される。

すると、第9図及び第10図に示すように、プラネタリギヤP Rにおいて、前進3速段、前進5速段、後進1速段では、クラッチC 3が係合されることにより入力軸2の回転がサンギヤS 1に入力され、また、ブレーキB 3が係止することによりキャリヤCR 1が固定され、それによってリングギヤR 3に減速回転が出力されて、伝達部材30を介してサンギヤS 3に減速回転が入力される。この際、リングギヤR 1及びサンギヤS 3は減速回転しているので、上記伝達部材30は、比較的大きなトルク伝達を行っている。一方、前進1速段、前進2速段、前進4速段、前進6速段では、伝達部材30を介してサンギヤS 3の回転がリングギヤR 1に入力されるが、クラッチC 3及びブレーキB 3が解放されているため、キャリヤCR 1及びサンギヤS 1は自由回転状態となっている。

なお、上記プラネタリギヤP R以外の作用については、上述した第1の実施の形態と同様であるので（第2図及び第3図参照）、その説明を省略する。

以上のように、本発明に係る自動変速機構1₄によると、プラネタリギヤP R、クラッチC 3、及びブレーキB 3をプラネタリギヤユニットP Uの軸方向一方側に配置し、クラッチC 1及びクラッチC 2をプラネタリギヤユニットP Uの軸

方向他方側に配置したので、前進4速段の際に、いわゆる直結状態となるような前進6速段及び後進1速段を達成する自動変速機を提供できるものでありながら、例えばプラネタリギヤPRとプラネタリギヤユニットPUとの間にクラッチC1やクラッチC2を配置する場合に比して、プラネタリギヤPRとプラネタリギヤユニットPUとを近づけて配置することができ、減速回転を伝達するための伝達部材30を比較的短くすることができる。それにより、自動変速機のコンパクト化、軽量化を可能にすことができ、更に、イナーシャ（慣性力）を小さくすることができるので、自動変速機の制御性を向上させることができ、変速ショックの発生を低減することができる。

また、クラッチC3をプラネタリギヤユニットPUの軸方向一方側に配置し、クラッチC1及びクラッチC2をプラネタリギヤユニットPUの軸方向他方側に配置したので、例えば3つのクラッチC1, C2, C3をプラネタリギヤユニットPUの一方側に配置する場合に比して、それらクラッチC1, C2, C3の油圧サーボ11, 12, 13に供給する油路（例えば2a, 2b, 92, 93, 94）の構成を容易にすことができ、製造工程の簡易化、コストダウンなどを図ることができる。

また、油圧サーボ11, 13は入力軸2上に設けられているので、ケース3から1対のシールリング81, 82で漏れ止めして入力軸2内に設けられた油路2a, 2bに油を供給することで、例えば入力軸2との油圧サーボ11, 13との間にシールリングを設けることなく、油圧サーボ11, 13の油室に油を供給することができるので、更に、油圧サーボ12は、ケース3から延設されたボス部3bから、例えば他の部材を介すことなく、油を供給することができ、即ち、1対のシールリング83を設けることで、油を供給することができる。従って、油圧サーボ11, 12, 13には、それぞれ1対のシールリング81, 82, 83を設けるだけで、油を供給することができ、シールリングによる摺動抵抗を最小にすことができ、それにより、自動変速機の効率を向上させることができます。

また、クラッチC1は、比較的低中速段である前進1速段、前進2速段、前進3速段、前進4速段にて係合するクラッチであるので、該クラッチC1が比較的高速段である前進5速段、前進6速段や後進1速段などで解放された際に、特に

該クラッチC 1とサンギヤS 2とを接続するハブ部材2 2が比較的高回転又は逆転回転することになり（第3図参照）、一方で前進5速段や後進1速段では伝達部材3 0が減速回転し、前進6速段では伝達部材が固定される場合が生じ、ハブ部材2 2と伝達部材3 0との回転数差が大きくなる場合があるが、該クラッチC 1はプラネタリギヤユニットPUを介してプラネタリギヤPRの反対側に位置するため、つまりハブ部材2 2と伝達部材3 0とを分離して配置することができ、例えばそれらの部材が多重軸構造で接触配置された場合に比して、それら部材間の相対回転によって生じる摩擦などに起因した自動変速機の効率低下を防ぐことができる。

更に、プラネタリギヤユニットPUとプラネタリギヤPRとの軸方向における間にカウンタギヤ5を配置するので、カウンタギヤ5を自動変速機の軸方向の略々中央に配置することができ、例えば自動変速機を車両に搭載する際に、カウンタギヤ5を駆動車輪伝達機構に合わせて搭載するため、軸方向のどちらか（特に駆動源からの入力側を前方としたときの後方側）に肥大化することを防ぐことができる。それにより、特にFF車両であれば前輪への干渉を少なくすることができ、例えば操舵角の増大などが可能となるなど、車両の搭載性を向上することができる。

また、例えば油圧サーボ1 3をプラネタリギヤPRに隣接配置してハブ部材2 6を油圧サーボ1 3のシリンダ部材とすると、ハブ部材2 6と入力軸2との間に1対のシールリングを設ける必要が生じるが、クラッチC 3の油圧サーボ1 3を、摩擦板7 3に対してプラネタリギヤPRとは軸方向反対側に配置したので、シールリングを設けることなく、つまりシールリングの数を減らすことができ、摺動抵抗を低減することができて、それにより、自動変速機の効率を向上させることができる。

また、本実施の形態の自動変速機構1₄は、前進4速段において直結状態となる変速機構であり、前進5速段及び前進6速段でのギヤ比を高く設定することができる。それにより、特に車両に搭載された際に、高車速で走行する車両において、エンジン回転数を低くすることができ、高速走行での車両の静粛性に寄与することができる。

ところで、上述のような問題を解決するものとして、特開平8-68456号公報に開示されたようなものが提案されている。しかしながら、該公報のものは、減速プラネタリギヤの減速回転を、プラネタリギヤユニットの回転要素に伝達する経路上にクラッチを配置した構成となっており、該減速回転を伝達する経路は大きなトルクが入力される経路であるため、該クラッチやトルク伝達する部材などをその大きなトルクに耐え得るように構成する必要がある。即ち、クラッチの摩擦部材の枚数を多くしたり、大きくしたり、若しくは、摩擦部材を押圧する油圧サーボを大きくしたりする必要がある。また、プラネタリギヤユニットの回転要素を係止するためのブレーキを配置する必要があるため、自動変速機としてのコンパクト性に欠くものとなっていた。そこで本実施の形態においては、減速プラネタリギヤ周辺のクラッチ及びブレーキをコンパクトに構成することで、上記課題を解決した自動変速機を提供することを目的としている。

即ち、本実施の形態に係る自動変速機構1₄によると、クラッチC3が入力軸2とサンギヤS1との間に介在するものであるので、クラッチC3が例えばリングギヤR1とサンギヤS3との間に介在するものに比して、クラッチC3にかかる負荷を低減することができ、クラッチC3のコンパクト化を図ることができる。更に、クラッチC3の摩擦部材及び油圧サーボを小さくすることできることで、ブレーキB1の径方向内周側に配置することを可能にすることでき、自動変速機のコンパクト化も図ることができる。

なお、以上の本発明に係る第1乃至第4の実施の形態において、自動変速機にトルクコンバータを備えているものに適用されるとして説明したが、これに限らず、発進時にトルク（回転）の伝達を行うような発進装置であれば何れのものであってもよい。また、駆動源としてエンジンである車両に搭載する場合について説明したが、これに限らず、ハイブリッド車両に搭載することも可能であり、駆動源が何れのものであってもよいことは、勿論である。更に、上記自動変速機はFF車両に用いて好適であるが、これに限らず、FR車両、4輪駆動車両など、他の駆動方式の車両に用いることも可能である。

また、以上の第1乃至第4の実施の形態の減速プラネタリギヤにおいて、サンギヤに入力軸の回転を入力すると共にキャリヤを固定することでリングギヤを減

速回転させるものを説明したが、これに限らず、キャリヤに入力軸の回転を入力すると共にサンギヤを固定してリングギヤを減速回転させるものであってもよい。

産業上の利用可能性

以上のように、本発明に係る自動変速機は、乗用車、トラック、バス、などの車両に搭載するものとして有用であり、特に車両の搭載性からコンパクト化、軽量化が要求され、更に変速ショックの低減が要求される車両に搭載するものとして用いるのに適している。

請求の範囲

1. 駆動源の出力回転に基づき回転する入力軸と、

前記入力軸の回転を入力し得る入力回転要素と、回転が固定される固定回転要素と、該入力回転要素と該固定回転要素との回転に基づき減速回転し得る減速回転要素と、を有する減速プラネタリギヤと、

前記入力回転要素の回転もしくは前記固定回転要素の回転を操作する係合手段と、

前記減速回転要素の減速回転を入力する第1の回転要素と、第2の回転要素と、第3の回転要素と、第4の回転要素と、を有するプラネタリギヤユニットと、

前記入力軸と前記第2の回転要素を係脱自在に連結する第1のクラッチと、

前記入力軸と前記第3の回転要素を係脱自在に連結する第2のクラッチと、

前記第4の回転要素の回転を駆動車輪伝達機構に出力する出力部材と、を備え、少なくとも前進5速段及び後進1速段を達成し得、かつ前進4速段の際に前記第1のクラッチ及び前記第2のクラッチと共に係合する自動变速機において、

前記プラネタリギヤ及び前記係合手段を、前記プラネタリギヤユニットの軸方向一方側に配置し、

前記第1のクラッチ及び前記第2のクラッチを、前記プラネタリギヤユニットの軸方向他方側に配置し、

前記出力部材を前記プラネタリギヤユニットと前記減速プラネタリギヤ及び前記係合手段との間に配置する、

ことを特徴とする自動变速機。

2. 前記係合手段は、前記固定回転要素を固定自在な第1のブレーキである、

請求の範囲第1項記載の自動变速機。

3. 前記係合手段は、前記入力軸と前記入力回転要素との間に介在する第3のクラッチと、前記固定回転要素を固定自在な第1のブレーキと、である、

請求の範囲第1項記載の自動变速機。

4. 前記係合手段は、前記入力軸と前記入力回転要素との間に介在する第3のクラッチである、

請求の範囲第1項記載の自動变速機。

5. 前記減速回転が入力される第1の回転要素を固定自在の第2のブレーキを備え、

前記第2のブレーキ及び前記第3のクラッチは、摩擦部材と該摩擦部材を押圧する油圧サーボとをそれぞれ有してなり、

前記第2のブレーキの摩擦部材の径方向内周側に、前記第3のクラッチの摩擦部材を配置してなる、

請求の範囲第3項または第4項記載の自動変速機。

6. 前記第3のクラッチを、前記減速プラネタリギヤと前記出力部材との間に配置してなり、

前記第3のクラッチのドラム部材を、前記減速プラネタリギヤ方向に開口するように配置してなる、

請求の範囲第3項ないし第5項のいずれか記載の自動変速機。

7. 前記減速回転要素と前記第1の回転要素とを連結する連結部材を有してなり、

前記第3のクラッチを、前記連結部材の内周側に配置してなる、

請求の範囲第3項ないし第6項のいずれか記載の自動変速機。

8. 前記第3のクラッチの油圧サーボを、前記入力軸上に配置し、ケースに設けられた油路に、前記入力軸に設けられた油路を介して連通してなる、

請求の範囲第3項ないし第7項のいずれか記載の自動変速機。

9. 前記第3のクラッチは、摩擦部材と該摩擦部材を押圧する油圧サーボとを有してなり、

前記油圧サーボを、前記摩擦部材に対して前記減速プラネタリギヤとは軸方向反対側に配置し、

前記油圧サーボのシリンダを構成するドラム部材を、前記入力軸と連結してなる、

請求の範囲第3項ないし第8項のいずれか記載の自動変速機。

10. 前記第1のブレーキは、前記減速プラネタリギヤの前記プラネタリギヤユニットの軸方向反対側に配置し、

前記第1のブレーキの油圧サーボを、ケースに設けてなる、

請求の範囲第2項または第3項記載の自動変速機。

1 1. 前記減速回転が入力される第1の回転要素を固定自在の第2のブレーキを備え、

前記第1のブレーキ及び前記第2のブレーキは、摩擦部材と該摩擦部材を押圧する油圧サーボとをそれぞれ有してなり、

前記第2のブレーキの油圧サーボの径方向内周側に前記第1のブレーキの油圧サーボを配置すると共に、前記第1のブレーキの摩擦部材を前記第1のブレーキの油圧サーボと前記第2のブレーキの油圧サーボとの間から延材される部材に噛合してなる、

請求の範囲第2項、第3項、または第10項記載の自動変速機。

1 2. 前記減速回転が入力される第1の回転要素を固定自在の第2のブレーキを備え、

前記係合手段を、前記第2のブレーキの内周側で径方向にラップする位置に配置してなる、

請求の範囲第1項ないし第11項のいずれか記載の自動変速機。

1 3. 前記第1のクラッチは、比較的低中速段にて係合するクラッチである、

請求の範囲第1項ないし第12項のいずれか記載の自動変速機。

1 4. 前記第1のクラッチを、前記プラネタリギヤユニットに隣接配置し、

前記第1のクラッチは、摩擦部材と、該摩擦部材を押圧する油圧サーボと、該油圧サーボに一体的に構成されたドラム部材と、ハブ部材と、を有してなり、

前記ドラム部材と前記入力軸とを連結し、前記ハブ部材と前記第2の回転要素とを連結してなる、

請求の範囲第1項ないし第13項のいずれか記載の自動変速機。

1 5. 前記プラネタリギヤの減速回転要素と前記プラネタリギヤユニットの第1の回転要素とを連結する連結部材は、前記出力部材の内周を通って互いに連結されてなる、

請求の範囲第1項ないし第14項のいずれか記載の自動変速機。

1 6. 駆動車輪に回転を出力するディファレンシャル部と、該ディファレンシャル部に係合するカウンタシャフト部と、を有し、

前記出力部材は、前記カウンタシャフト部に噛合するカウンタギヤである、
請求の範囲第1項ないし第15項のいずれか記載の自動変速機。

17. 縦軸に前記第1、第2、第3及び第4の回転要素のそれぞれの回転数を示すと共に、横軸に前記第1、第2、第3及び第4の回転要素のギヤ比に対応させて示してなる速度線図において、

前記減速回転が入力される前記第1の回転要素を横方向最端部に位置し、順に前記第3の回転要素、前記出力部材に連結された前記第4の回転要素、前記第2の回転要素に対応させてなる、

請求の範囲第1項ないし第16項のいずれか記載の自動変速機。

18. 前記プラネタリギヤユニットは、第1のサンギヤ、該記第1のサンギヤに噛合するロングピニオンと、該ロングピニオンに噛合するショートピニオンと、該ロングピニオン及び該ショートピニオンと回転支持するキャリヤと、前記ショートピニオンに噛合する記第2のサンギヤと、前記ロングピニオンに噛合するリングギヤにより構成されるラビニヨ型プラネタリギヤであり、

前記第1の回転要素は、前記減速回転出力手段の減速回転を入力し、かつ第2のブレーキの係止により固定自在な前記第1のサンギヤであり、

前記第2の回転要素は、前記第1のクラッチの係合により前記入力軸の回転を入力する前記第2のサンギヤであり、

前記第3の回転要素は、前記第2のクラッチの係合により前記入力軸の回転を入力し、かつ第3のブレーキの係止により固定自在な前記キャリヤであり、

前記第4の回転要素は、前記出力部材に連結された前記リングギヤである、

請求の範囲第1項ないし第17項のいずれか記載の自動変速機。

19. 前進1速段の際に、前記第1のクラッチを係合すると共に、前記第3のブレーキを係止し、

前進2速段の際に、前記第1のクラッチを係合すると共に、前記第2のブレーキを係止し、

前進3速段の際に、前記第1の回転要素に前記減速回転出力手段からの減速回転を入力すると共に、前記第1のクラッチを係合し、

前進4速段の際に、前記第1のクラッチと前記第2のクラッチとを共に係合し

前進 5 速段の際に、前記第 1 の回転要素に前記減速回転出力手段からの減速回転を入力すると共に、前記第 2 のクラッチを係合し、

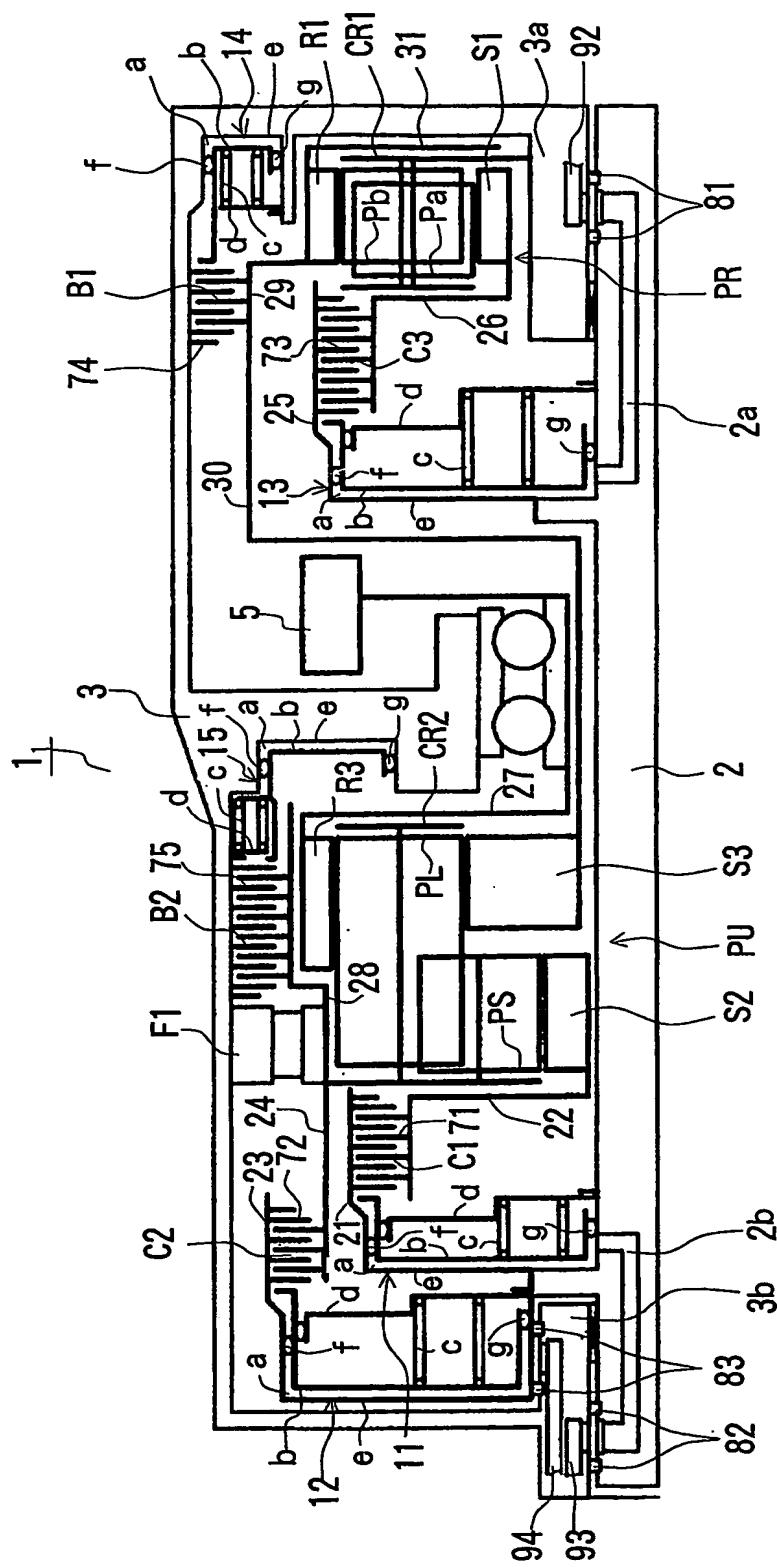
前進 6 速段の際に、前記第 2 のクラッチを係合すると共に、前記第 2 のブレーキを係止し、

後進 1 速段の際に、前記第 1 の回転要素に前記減速回転出力手段からの減速回転を入力すると共に、前記第 3 のブレーキを係止し、

前進 6 速段、及び後進 1 速段を達成してなる、

請求の範囲第 1 8 項記載の自動変速機。

1/10

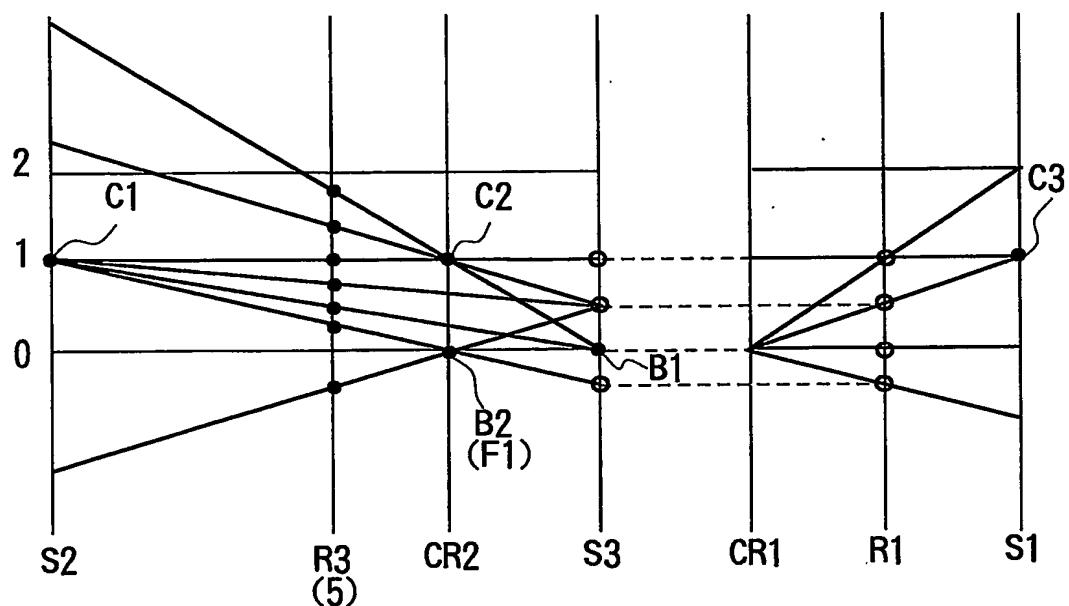


圖義第一

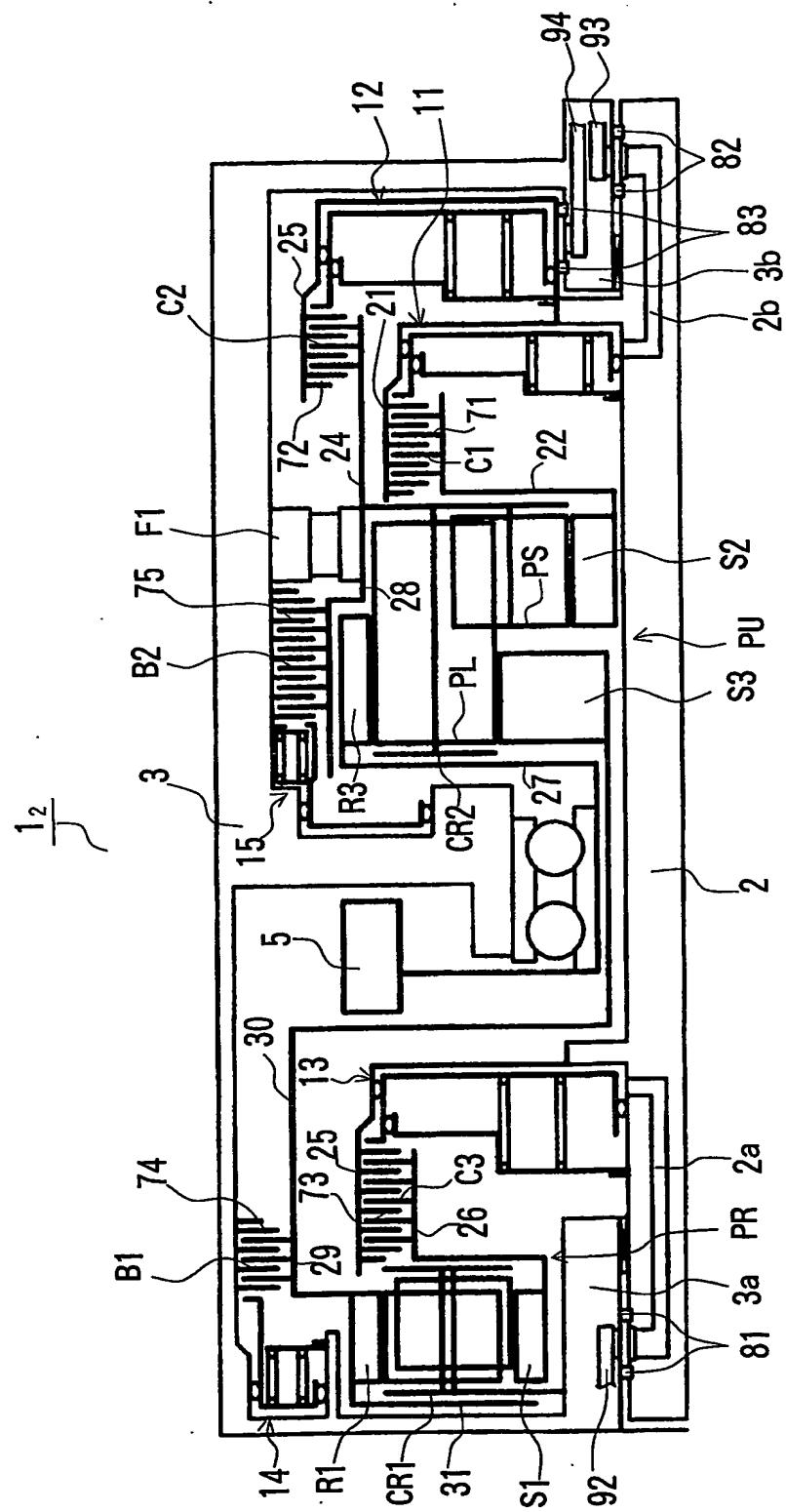
2/10

2/10
第2図係合表

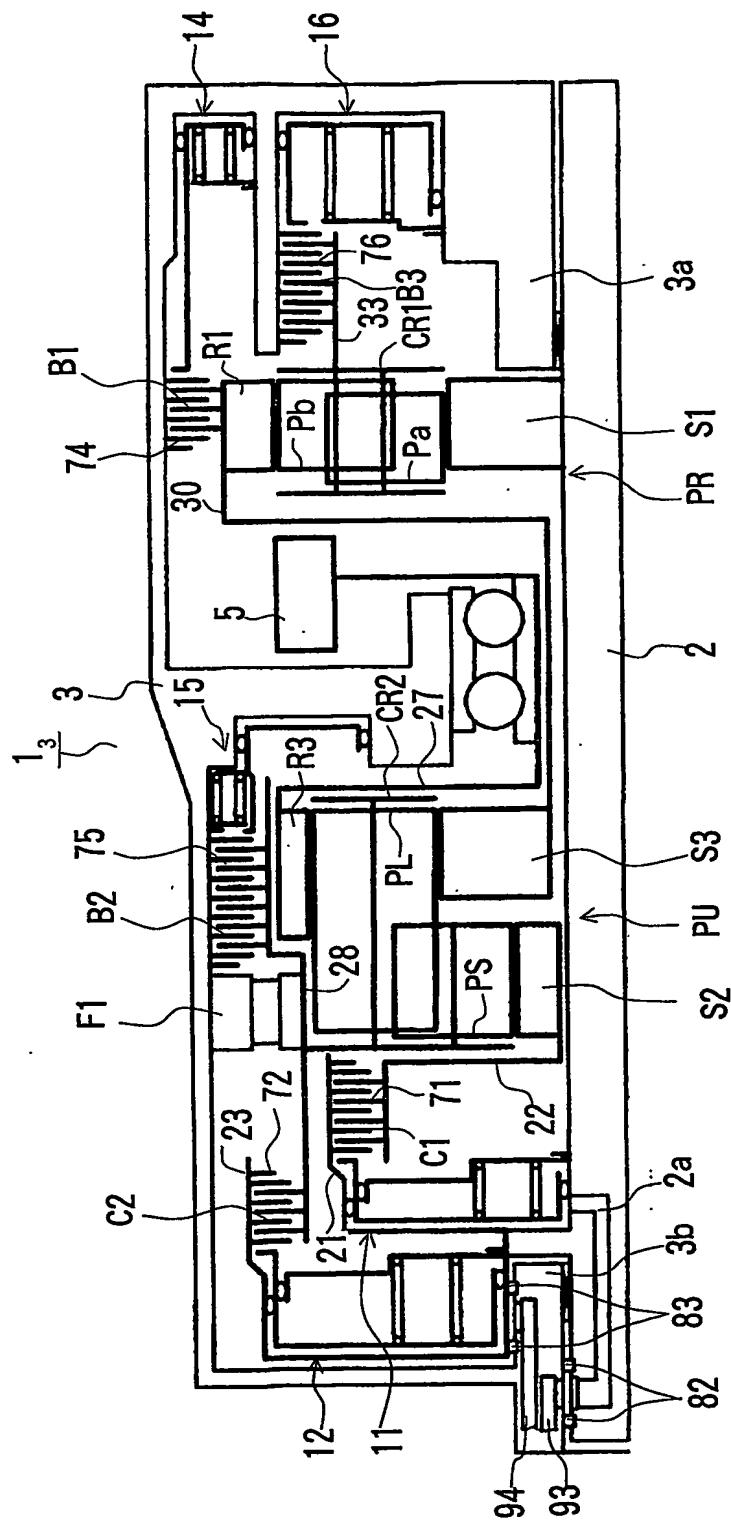
	C1	C2	C3	B1	B2	F1
P						
R			○		○	
N						
D	1速	○			(○)	○
	2速	○			○	
	3速	○		○		
	4速	○	○			
	5速		○	○		
	6速		○		○	

3/10
第3図

第4図



第5図

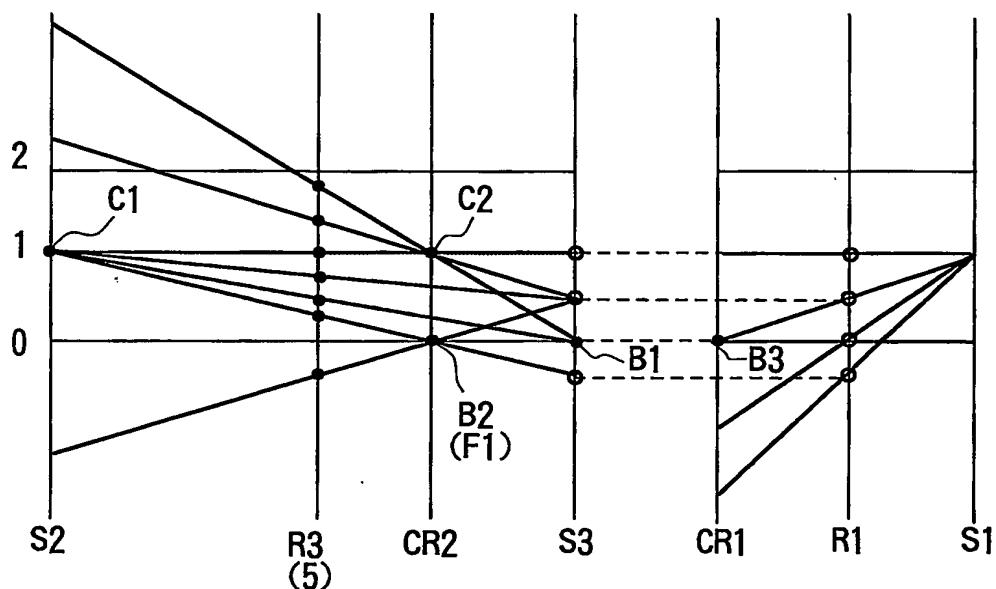


6/10

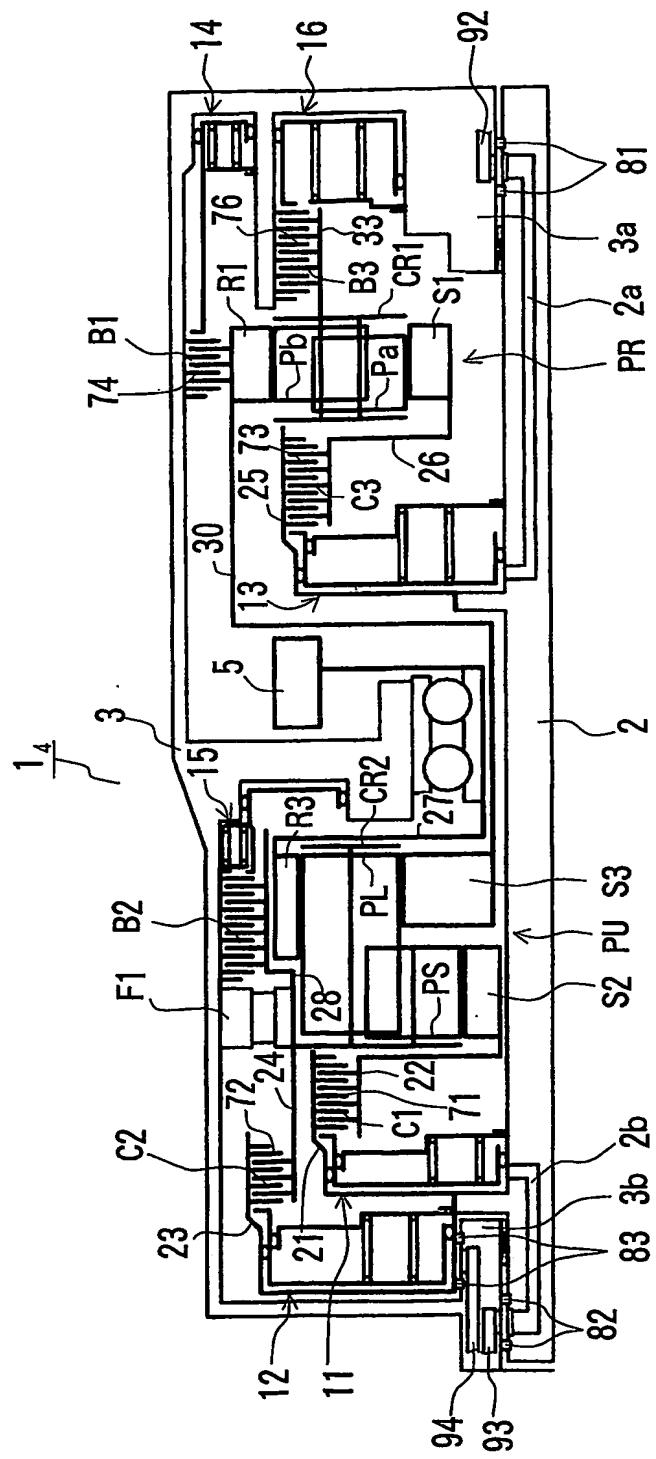
6/10
第6図係合表

	C1	C2	B1	B2	B3	F1
P						
R				○	○	
N						
D	1速	○		(○)		○
	2速	○		○		
	3速	○			○	
	4速	○	○			
	5速		○		○	
	6速		○	○		

7/10

7/10
第7図

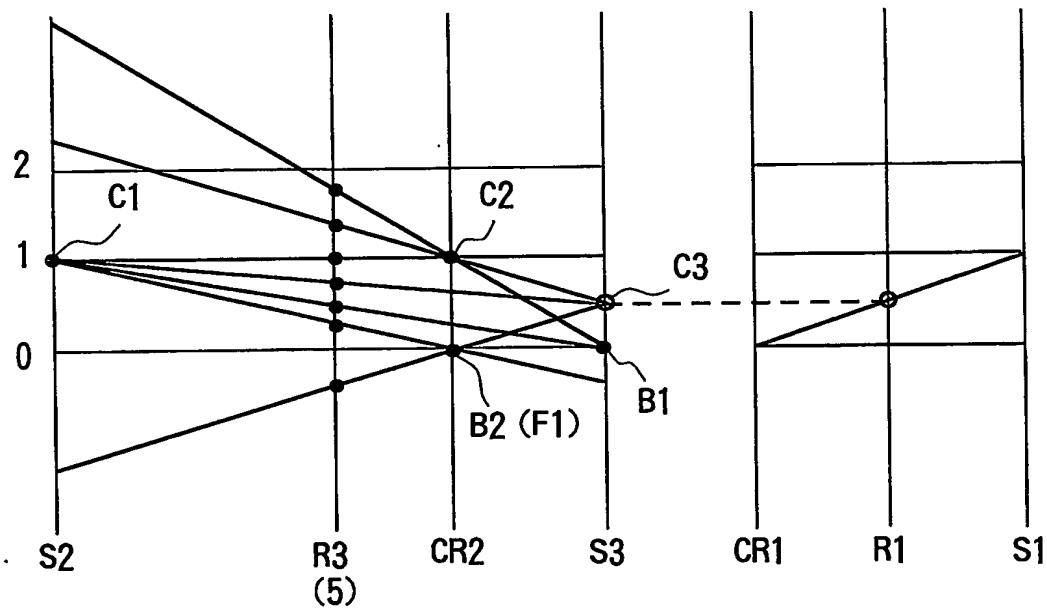
第8図



9/10
第9図

係合表

	C1	C2	C3	B1	B2	F1
P						
R			○		○	
N						
D	1速	○			(○)	○
	2速	○		○		
	3速	○	○			
	4速	○	○			
	5速		○	○		
	6速		○		○	

10/10
第10図

INTERNATIONAL SEARCH REPORT

International application No.

PCT/JP03/17068

A. CLASSIFICATION OF SUBJECT MATTER
Int.Cl⁷ F16H3/66

According to International Patent Classification (IPC) or to both national classification and IPC

B. FIELDS SEARCHED

Minimum documentation searched (classification system followed by classification symbols)

Int.Cl⁷ F16H3/00-3/78

Documentation searched other than minimum documentation to the extent that such documents are included in the fields searched
 Jitsuyo Shinan Koho 1922-1996 Toroku Jitsuyo Shinan Koho 1994-2004
 Kokai Jitsuyo Shinan Koho 1971-2004 Jitsuyo Shinan Toroku Koho 1996-2004

Electronic data base consulted during the international search (name of data base and, where practicable, search terms used)

C. DOCUMENTS CONSIDERED TO BE RELEVANT

Category*	Citation of document, with indication, where appropriate, of the relevant passages	Relevant to claim No.
Y	JP 2001-82555 A (AISIN AW CO., LTD.), 27 March, 2001 (27.03.01), Par. Nos. [0013] to [0045]; Figs. 1 to 3 (Family: none)	1-10, 12-16, 18 11, 17, 19
A	US 2002/0142880 A1 (AISIN AW CO., LTD.), 03 October, 2002 (03.10.02), Par. Nos. [0066] to [0071]; Figs. 4 to 6 & JP 2002-295608 A Par. Nos. [0038] to [0043]; Figs. 4 to 6 & DE 10213820 A1	1-4, 7-10, 12-16 5, 6, 11, 17-19

Further documents are listed in the continuation of Box C.

See patent family annex.

- * Special categories of cited documents:
- "A" document defining the general state of the art which is not considered to be of particular relevance
- "E" earlier document but published on or after the international filing date
- "L" document which may throw doubts on priority claim(s) or which is cited to establish the publication date of another citation or other special reason (as specified)
- "O" document referring to an oral disclosure, use, exhibition or other means
- "P" document published prior to the international filing date but later than the priority date claimed

- "T" later document published after the international filing date or priority date and not in conflict with the application but cited to understand the principle or theory underlying the invention
- "X" document of particular relevance; the claimed invention cannot be considered novel or cannot be considered to involve an inventive step when the document is taken alone
- "Y" document of particular relevance; the claimed invention cannot be considered to involve an inventive step when the document is combined with one or more other such documents, such combination being obvious to a person skilled in the art
- "&" document member of the same patent family

Date of the actual completion of the international search
31 March, 2004 (31.03.04)

Date of mailing of the international search report
13 April, 2004 (13.04.04)

Name and mailing address of the ISA/
Japanese Patent Office

Authorized officer

Faxsimile No.

Telephone No.

INTERNATIONAL SEARCH REPORT

International application No.
PCT/JP03/17068

C (Continuation). DOCUMENTS CONSIDERED TO BE RELEVANT

Category*	Citation of document, with indication, where appropriate, of the relevant passages	Relevant to claim No.
Y	US 5342257 A (HONDA GIKEN KOGYO KABUSHIKI KAISHA), 30 August, 1994 (30.08.94), Column 4, line 6 to column 5, line 4; Figs. 1, 2 & JP 4-125345 A Page 3, lower left column, line 17 to page 4, upper right column, line 12; Figs. 1, 2 & EP 475410 A2	1-10,12-16, 18
Y	US 5525117 A (TOYOTA JIDOSHA KABUSHIKI KAISHA), 11 June, 1996 (11.06.96), Column 4, lines 6 to 31; Figs. 1, 2 & JP 7-133850 A Par. Nos. [0013], [0014]; Figs. 1, 2	2-9,12
Y	US 6176802 B1 (AISIN AW CO., LTD.), 23 January, 2001 (23.01.01), Column 21, lines 11 to 26; Figs. 11, 14 & JP 2000-199549 A Par. No. [0103]; Figs. 11, 14 & EP 997663 A2	8,14
Y	US 2002/0091032 A1 (AISIN AW CO., LTD.), 11 July, 2002 (11.07.02), Par. Nos. [0068], [0069]; Fig. 7 & JP 2002-227940 A Par. Nos. [0068] to [0071]; Fig. 7 & DE 10200379 A1	2,10

A. 発明の属する分野の分類（国際特許分類（IPC））
Int. C1' F16H 3/66

B. 調査を行った分野

調査を行った最小限資料（国際特許分類（IPC））
Int. C1' F16H 3/00 - 3/78

最小限資料以外の資料で調査を行った分野に含まれるもの

日本国実用新案公報	1922-1996年
日本国公開実用新案公報	1971-2004年
日本国登録実用新案公報	1994-2004年
日本国実用新案登録公報	1996-2004年

国際調査で使用した電子データベース（データベースの名称、調査に使用した用語）

C. 関連すると認められる文献

引用文献の カテゴリー*	引用文献名 及び一部の箇所が関連するときは、その関連する箇所の表示	関連する 請求の範囲の番号
Y	J P 2001-82555 A (アイシン・エイ・ダブリュ 株式会社) 2001. 03. 27, 段落番号【0013】- 【0045】，図1-3 (ファミリーなし)	1-10, 12-16, 18 11, 17, 19
A		

C欄の続きにも文献が列挙されている。

パテントファミリーに関する別紙を参照。

* 引用文献のカテゴリー

- 「A」特に関連のある文献ではなく、一般的技術水準を示すもの
- 「E」国際出願日前の出願または特許であるが、国際出願日以後に公表されたもの
- 「L」優先権主張に疑義を提起する文献又は他の文献の発行日若しくは他の特別な理由を確立するために引用する文献（理由を付す）
- 「O」口頭による開示、使用、展示等に言及する文献
- 「P」国際出願日前で、かつ優先権の主張の基礎となる出願

の日の後に公表された文献

- 「T」国際出願日又は優先日後に公表された文献であって出願と矛盾するものではなく、発明の原理又は理論の理解のために引用するもの
- 「X」特に関連のある文献であって、当該文献のみで発明の新規性又は進歩性がないと考えられるもの
- 「Y」特に関連のある文献であって、当該文献と他の1以上の文献との、当業者にとって自明である組合せによって進歩性がないと考えられるもの
- 「&」同一パテントファミリー文献

国際調査を完了した日

31. 03. 2004

国際調査報告の発送日

13. 4. 2004

国際調査機関の名称及びあて先

日本国特許庁 (ISA/JP)

郵便番号 100-8915

東京都千代田区霞が関三丁目4番3号

特許庁審査官（権限のある職員）

中屋 裕一郎

3 J

3120

電話番号 03-3581-1101 内線 3328

C(続き) 関連すると認められる文献

引用文献の カテゴリー*	引用文献名 及び一部の箇所が関連するときは、その関連する箇所の表示	関連する 請求の範囲の番号
Y	US 2002/0142880 A1 (AISIN AW CO., LTD.) 2002. 10. 03, 段落番号【0066】-【0071】，FIG4-6	1-4, 7- 10, 12- 16
A	& JP 2002-295608 A 段落番号【0038】- 【0043】，図4-6 & DE 10213820 A1	5, 6, 11, 17- 19
Y	US 5342257 A (HONDA GIKEN KOGYO KABUSHIKI KAISHA) 1994. 08. 30, 第4欄第6行-第5欄第4行, FIG1, 2 & JP 4-125345 A 第3頁左下欄第17行-第4頁 右上欄第12行, 第1, 2図 & EP 475410 A2	1-10, 12-16, 18
Y	US 5525117 A (TOYOTA JIDOSHA KABUSHIKI KAISHA) 1996. 06. 11, 第4欄第6-31行, FIG1, 2 & JP 7-133850 A 段落番号【0013】， 【0014】，図1, 2	2-9, 12
Y	US 6176802 B1 (AISIN AW CO., LTD.) 2001. 01. 23, 第21欄第11-26行, 図11, 14 & JP 2000-199549 A 段落番号【0103】， 図11, 14 & EP 997663 A2	8, 14
Y	US 2002/0091032 A1 (AISIN AW CO., LTD.) 2002. 07. 11, 段落番号【0068】，【0069】，FIG7 & JP 2002-227940 A 段落番号【0068】- 【0071】，図7 & DE 10200379 A1	2, 10